

VILNIAUS GEDIMINO TECHNIKOS UNIVERSITETAS

Vidas ŽURAULIS

# POSŪKIO TRAJEKTORIJA SLYDIMO REŽIMU JUDANČIO AUTOMOBILIO DINAMINIŲ PARAMETRŲ TYRIMAS

DAKTARO DISERTACIJA

TECHNOLOGIJOS MOKSLAI,  
TRANSPORTO INŽINERIJA (03T)



LEIDYKLA  
Vilnius TECHNIKA 2015

Disertacija rengta 2011–2015 metais Vilniaus Gedimino technikos universitete.

### **Vadovas**

doc. dr. Edgar SOKOLOVSKIJ (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Vilniaus Gedimino technikos universiteto Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo taryba:

### **Pirmininkas**

prof. habil. dr. Marijonas BOGDEVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

### **Nariai:**

doc. dr. Algirdas JANULEVIČIUS (Aleksandro Stulginskio universitetas, transporto inžinerija – 03T),

prof. dr. Alfredas LAURINAVIČIUS (Vilniaus Gedimino technikos universitetas, transporto inžinerija – 03T),

prof. habil. dr. Vytautas OSTAŠEVIČIUS (Kauno technologijos universitetas, mechanikos inžinerija – 09T),

prof. habil. dr. Stanisław RADKOWSKI (Varšuvos technologijos universitetas, transporto inžinerija – 03T).

Disertacija bus ginama viešame Transporto inžinerijos mokslo krypties disertacijos gynimo tarybos posėdyje **2015 m. gruodžio 11 d. 9 val.** Vilniaus Gedimino technikos universiteto senato posėdžių salėje.

Adresas: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lietuva.

Tel.: (8 5) 274 4956; faksas (8 5) 270 0112; el. paštas doktor@vgtu.lt

Pranešimai apie numatomą ginti disertaciją išsiųsti 2015 m. lapkričio 10 d.

Disertaciją galima peržiūrėti VGTU talpykloje <http://dspace.vgtu.lt/>, Vilniaus Gedimino technikos universiteto (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lietuva), Klaipėdos universiteto (K. Donelaičio g. 3, LT-92144 Klaipėda, Lietuva) ir Aleksandro Stulginskio universiteto bibliotekose (Studentų g. 11, LT-53361 Akademija, Kauno r.).

VGTU leidyklos TECHNIKA 2353-M mokslo literatūros knyga  
<http://leidykla.vgtu.lt>

ISBN 978-609-457-864-9

© VGTU leidykla TECHNIKA, 2015

© Vidas Žuraulis, 2015

[vidas.zuraulis@vgtu.lt](mailto:vidas.zuraulis@vgtu.lt)

VILNIUS GEDIMINAS TECHNICAL UNIVERSITY

Vidas ŽURAULIS

# RESEARCH OF THE DYNAMICAL PARAMETERS OF VEHICLE MOVING IN TURNING TRAJECTORY BY SLIP MODE

DOCTORAL DISSERTATION

TECHNOLOGICAL SCIENCES,  
TRANSPORT ENGINEERING (03T)



LEIDYKLA

Vilnius TECHNIKA 2015

Doctoral dissertation was prepared at Vilnius Gediminas Technical University in 2011–2015.

**Supervisor**

Assoc. Prof. Dr Edgar SOKOLOVSKIJ (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

The Dissertation Defence Council of Scientific Field of Transport Engineering of Vilnius Gediminas Technical University:

**Chairman**

Prof. Dr Habil. Marijonas BOGDEVICĖIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T).

**Members:**

Assoc. Prof. Dr Algirdas JANULEVICĖIUS (Aleksandras Stulginskis University, Transport Engineering – 03T),

Prof. Dr Alfredas LAURINAVICĖIUS (Vilnius Gediminas Technical University, Transport Engineering – 03T),

Prof. Dr Habil. Vytautas OSTASĖVICĖIUS (Kaunas University of Technology, Mechanical Engineering – 09T),

Prof. Dr Habil. Stanislaw RADKOWSKI (Warsaw University of Technology, Transport Engineering – 03T).

The dissertation will be defended at the public meeting of the Dissertation Defence Council of Transport Engineering in the Senate Hall of Vilnius Gediminas Technical University at **9 a. m. on 11 December 2015**.

Address: Saulėtekio al. 11, LT-10223 Vilnius, Lithuania.

Tel.: +370 5 274 4956; fax +370 5 270 0112; e-mail: doktor@vgtu.lt

A notification on the intend defending of the dissertation was send on 10 November 2015.

A copy of the doctoral dissertation is available for review at VGTU repository <http://dspace.vgtu.lt/>, at the Libraries of Vilnius Gediminas Technical University (Saulėtekio al. 14, LT-10223 Vilnius, Lithuania), Klaipėda University (K. Donelaičio g. 3, LT-92144 Klaipėda, Lithuania) and Aleksandras Stulginskis University (Studentų g. 11, LT-53361 Akademija, Kauno r.).



# Reziumė

Disertacijoje nagrinėjamas posūkio trajektorija judančio automobilio dinaminių parametrų ryšys su padangų slydimo pėdsakų parametrais. Tiriant eismo įvykius pradinis posūkyje išslydusio automobilio greitis nustatomas pagal padangų pėdsakų trajektorijos spindulį, kurio reikšmė labai priklauso nuo tiesiogiai matuojamų pėdsako parametrų. Darbe slydimo režimu judančio automobilio tyrimams naudojama sukurta slydimo sistema, o tiksliam padangų pėdsako trajektorijos nustatymui pritaikoma fotogrametrijos principais pagrįsta metodika.

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai, bendrosios išvados, naudotos literatūros ir autoriaus publikacijų disertacijos tema sąrašai bei šeši priedai.

Įvadinėje dalyje įvardijama tiriamoji problema ir darbo aktualumas. Aprašomas tyrimų objektas, tikslas ir suformuluojami darbo uždaviniai, aprašoma tyrimų metodika, darbo mokslinis naujumas, rezultatų praktinė reikšmė ir ginamieji teiginiai. Įvado pabaigoje pristatomos disertacijos tema autoriaus paskelbtos publikacijos, pranešimai mokslinėse konferencijose ir seminaruose bei disertacijos struktūra.

Pirmajame skyriuje apžvelgiama mokslinė literatūra disertacijos tema. Pateikiama posūkio trajektorija judančio automobilio svarbiausių parametrų ir kritinių stabilumo rodiklių analizė. Apžvelgiama simulatorių taikymo tyrimuose tendencija ir padangų slydimo pėdsakų tyrimai.

Antrajame skyriuje pristatoma sukurta automobilio slydimo sistema ir sudarytas 22 laisvės laipsnių matematinis modelis.

Trečiajame skyriuje pateikiama eksperimentinių tyrimų metodika ir naudojama įranga. Slydimo sistemos įtaka įvertinama pastovaus posūkio manevru gaunamomis automobilio dinaminėmis charakteristikomis. Šiame skyriuje sudaromas automobilio kritinio greičio nustatymo algoritmas ir padangos slydimo pėdsako trajektorijos atkūrimo pritaikytais fotogrametrijos principais metodika.

Ketvirtajame skyriuje analizuojami eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo rezultatai, pagal juos sudaromos automobilio trajektoriją apibūdinančių parametrų ir greičio ryšio priklausomybės.

Disertacijos tema paskelbta 12 mokslinių straipsnių: trys – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Thomson ISI* sąrašą; devyni – kituose recenzuojamuose žurnaluose. Disertacijos tema skaityti devyni pranešimai mokslinėse konferencijose Lietuvoje ir penki – mokslinėse konferencijose bei seminaruose užsienyje.

# Abstract

In the thesis, the link of dynamic parameters of a cornering vehicle with the parameters of tiremarks is discussed upon. Investigating a traffic accidents, the initial velocity of the cornering vehicle having slipped from the trajectory is established according to the radius of the trajectory of the tiremarks that's value is very important in respect of directly measured parameters of the tiremark. In the work, a developed skidcar system is used for investigation of the vehicle moving in the slip mode and the methodology based on principles of photogrammetry is applied for precise establishing the trajectory of the tiremarks.

The thesis includes the introduction, four chapters, general conclusions, the list of references, the list of publications of the author on the subject of the thesis and six annexes.

In the introduction, the problem under research is formulated and topicality of the thesis is proved. The object of research and the aim of the thesis are described; the tasks of the thesis are formulated; the research methods, the scientific novelty of the thesis, the practical significance of the achieved results and the defended statements are described. The introduction is finished with author's publications concerning investigated topic, presentations at conferences and seminars and the structure of the thesis are provided.

In the first chapter, sources of scientific literature on the subject of the thesis are reviewed. An analysis of the most important parameters and critical indicators of stability of a cornering vehicle is presented. The trend of application of simulators in research works and the investigations of tiremarks' are reviewed.

In the second chapter, the developed skidcar system is presented and a mathematical model of 22 degrees of freedom is formed.

In the chapter three, the methods of experimental research and the used equipment are presented. The impact of the skidcar system is evaluated according to the dynamic characteristics of the vehicle obtained by steady-state cornering manoeuvre. In this chapter, a critical vehicle speed establishing algorithm and the method for reconstructing the trajectory of tiremarks based on the applicable principles of photogrammetry were developed.

In the chapter four, the results of the experimental research and mathematical modeling are analyzed; according to them, the dependences between the parameters describing the trajectory of the vehicle and its velocity are found.

12 scientific papers on the subject of the thesis have been published: three publications have been included in the Thomson ISI Web of Science journals; nine publications were published in other peer-reviewed journals. Nine reports on the subject of the thesis have been presented at scientific conferences in Lithuania and five – at scientific conferences and seminars abroad.

---

# Žymėjimai

## Simboliai

- $a$  – pagreitis;  
 $\alpha$  – įstrižojo riedėjimo kampas;  
 $b_R$  – tiesinės funkcijos aukščio koeficientas;  
 $c$  – slopinimo koeficientas;  
 $\Delta z$  – automobilio slydimo sistemos pakėlimo aukštis;  
 $\delta$  – vairuojamųjų ratų pasukimo kampas;  
 $F$  – jėga;  
 $f$  – riedėjimo pasipriešinimo koeficientas;  
 $\varphi, \dot{\varphi}, \ddot{\varphi}$  – sukimosi apie išilginę ašį kampas, kampinis greitis, kampinis pagreitis;  
 $H_R$  – lanko stygos vidurio statmens ilgis;  
 $H_s$  – padangos slydimo parametras;  
 $h$  – automobilio sunkio centro aukštis;  
 $I$  – inercijos momentas;  
 $i$  – automobilio ratą atitinkantis indeksas;  
 $K$  – pasukamumo rodiklis;  
 $k$  – standumo koeficientas;

$k_R$  – tiesinės funkcijos krypties koeficientas;  
 $\kappa$  – trajektorijos kreivis;  
 $m$  – masė;  
 $\mu$  – trinties koeficientas;  
 $\mu_{red}$  – redukuotos trinties koeficientas;  
 $R$  – trajektorijos spindulys;  
 $S$  – posūkio trajektorija nuvažiuotas kelias;  
 $S_R$  – padangos pėdsako lanko stygos ilgis;  
 $s$  – išilginis santykinis slydimas;  
 $T$  – sukimo momentas;  
 $\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$  – sukimosi apie skersinę ašį kampas, kampinis greitis, kampinis pagreitis;  
 $v$  – greitis;  
 $z, \dot{z}, \ddot{z}$  – poslinkis, greitis, pagreitis;  
 $\psi, \dot{\psi}, \ddot{\psi}$  – sukimosi apie vertikaliają ašį kampas, kampinis greitis, kampinis pagreitis.

## Santrumpos

AM – amortizuotoji masė;  
 ASS – automobilio slydimo sistema;  
 DOF – laisvės laipsnis (*angl. Degree of Freedom*);  
 GPS – globalioji vietos nustatymo sistema (*angl. Global Positioning System*);  
 ĮRK – įstrižojo riedėjimo kampas;  
 HSRI – JAV Greitkelių saugumo tyrimų institutas (*angl. Highway Safety Research Institute*);  
 l. l. – laisvės laipsnis;  
 NAM – neamortizuotoji masė;  
 PT – posūkio trajektorija;  
 SAIA – sukimasis apie išilginę ašį;  
 SASA – sukimasis apie skersinę ašį;  
 SAVA – sukimasis apie vertikaliają ašį;  
 SSE – liekamųjų paklaidų kvadratų suma;  
 RMSE – vidutinė kvadratinė paklaida;  
 VAKA – sistema „vairuotojas–automobilis–kelias–aplinka“.

## Sąvokos

Automobilio slydimo sistema – skirtingas kibumo su kelio paviršiumi sąlygas suteikianti prie automobilio tvirtinama konstrukcija su papildomais reguliuojamo pakėlimo aukščio ratais.

Dinaminis stabilumas – automobilio būseną išlikti valdomam, kai jam judant veikia išorinės ir vidinės jėgos.

Fotogrametrija – mokslas, tiriantis objektų formą, dydį ir padėtį remiantis fotografijos vaizdų matavimais.

Horizontaliųjų jėgų modelis – trejų laisvės laipsnių matematinis modelis, kuriame įvertinamos automobilio išilginės ir skersinės ašių atžvilgiu veikiančios jėgos bei vertikalios ašies atžvilgiu veikiantys momentai.

Kritinis greitis – greitis pasiekus dinaminio stabilumo ribą.

Padangos šoninio slydimo pėdsakas – pastoviu arba mažai kintančiu greičiu posūkio trajektorija judančio automobilio padangos gumos dalelių arba slydimo požymių suformuotas pėdsakas ant kelio paviršiaus.

Pastovaus posūkio manevras – automobilių bandymo sąlygas apibrėžiantis manevras, kai važiuojama pamažu didėjančiu greičiu išlaikant pastovaus spindulio apskritiminę trajektoriją arba pastovų vairo pasukimo kampą.

Pradinis greitis – automobilio greitis prieš šoninį slydimą arba šio slydimo pradžioje.

Rektifikacija – vaizdo atkūrimas į matymo stačiu kampu perspektyvą.

Slydimo režimas – automobilio atliekamas trajektorijos keitimo manevras, kai padangos palieka šoninio slydimo pėdsakus.

Statinis stabilumas – automobilio arba kitos mechaninės sistemos nejudanti būseną, kai jos neveikia jokios išorinės jėgos, išskyrus gravitaciją.

Trianguliacija – nežinomo atstumo ar objekto padėties nustatymas pagal kitus žinomus atstumus ar objekto padėtis.

Vertikaliųjų jėgų modelis – septynių laisvės laipsnių matematinis modelis, kuriame įvertinamos automobilio vertikalios ašies atžvilgiu veikiančios jėgos ir išilginės bei skersinės ašių atžvilgiu veikiantys momentai.



---

# Turinys

IVADAS .....	1
Problemos formulavimas.....	1
Darbo aktualumas.....	2
Tyrimų objektas.....	3
Darbo tikslas.....	3
Darbo uždaviniai .....	3
Tyrimų metodika .....	3
Darbo mokslinis naujumas .....	4
Darbo rezultatų praktinė reikšmė .....	4
Ginamieji teiginiai .....	5
Darbo rezultatų aprobavimas.....	5
Disertacijos struktūra.....	6
 1. POSŪKIO TRAJEKTORIJA JUDANČIO AUTOMOBILIO DINAMINIŲ PARAMETRŲ TYRIMŲ ANALIZĖ .....	 7
1.1. Eismo avaringumo judant posūkio trajektorija analizė.....	7
1.2. Automobilio skersinės dinamikos tyrimų apžvalga.....	9
1.2.1. Padangų įtakos automobilio dinamikai tyrimai.....	9
1.2.2. Automobilio judėjimo stabilumo vertinimo rodiklių apžvalga .....	11
1.3. Automobilio simulatorių taikymo apžvalga .....	19
1.4. Automobilio padangų slidimo pėdsakų tyrimų apžvalga.....	21

1.4.1. Padangų slydimo pėdsakų parametrų analizė .....	21
1.4.2. Vaizdų analizės metodai pėdsakams tirti .....	24
1.5. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas .....	26
<b>2. AUTOMOBILIO SU SLYDIMO SISTEMA DINAMINIŲ PARAMETRŲ</b>	
<b>MODELIAVIMAS IR ANALIZĖ.....</b>	<b>29</b>
2.1. Automobilio slydimo sistemos veikimas ir taikymas .....	29
2.2. Automobilio su slydimo sistema 22 laisvės laipsnių matematinis modelis .....	33
2.3. Automobilio su slydimo sistema vertikaliųjų jėgų modelis.....	34
2.4. Rato modelis .....	39
2.5. Padangos modelis .....	40
2.5.1. Padangos slydimo parametrai .....	40
2.5.2. Padangos kontaktinės jėgos ir momentas.....	43
2.6. Automobilio su slydimo sistema horizontaliųjų jėgų modelis.....	45
2.7. Apibendrintasis automobilio su slydimo sistema matematinis modelis .....	48
2.8. Teorinė dinaminių parametrų analizė .....	50
2.8.1. Dinaminės sistemos virpesių tyrimai.....	51
2.8.2. Automobilio slydimo sistemos rato sukimosi įvertinimas .....	54
2.9. Antrojo skyriaus išvados .....	56
<b>3. AUTOMOBILIO JUDEJIMO POSŪKIO TRAJEKTORIJA</b>	
<b>EKSPERIMENTINIAI TYRIMAI.....</b>	<b>57</b>
3.1. Automobilio dinaminių charakteristikų tyrimų metodika.....	57
3.2. Automobilio dinaminių parametrų matavimo įranga.....	60
3.2.1. Bekontakčiai dinaminių parametrų matavimo metodai .....	60
3.2.2. Automobilio ir slydimo sistemos ratų parametrų matavimas.....	62
3.2.3. Matavimo duomenų surinkimas ir apdorojimas.....	63
3.3. Pastovaus posūkio sąlygomis judančio automobilio savybių tyrimai.....	64
3.3.1. Automobilio su slydimo sistema pasukamumo savybių tyrimas .....	65
3.3.2. Automobilio slydimo sistemos įtakos amortizuotos masės svyravimui tyrimas .....	68
3.3.3. Automobilio slydimo sistemos įtakos automobilio pakabos kinematikai tyrimas .....	71
3.4. Automobilio su slydimo sistema kibumo su kelio paviršiumi savybių tyrimai ...	72
3.4.1. Redukuotos statinės trinties įvertinimas .....	73
3.4.2. Redukuotos dinaminės trinties įvertinimas .....	75
3.5. Kritinio greičio, važiuojant posūkio trajektorija, tyrimas .....	77
3.5.1. Kritinio greičio nustatymo algoritmas .....	78
3.5.2. Atrinkto kritinio greičio statistinis įvertinimas .....	80
3.6. Automobilio slydimo pėdsakų trajektorijos fotogrametrijos metodu tyrimas .....	81
3.6.1. Slydimo pėdsakų trajektorijos tyrimų metodika .....	82
3.6.2. Fotogrametrijos metodo pritaikymas pėdsakų tyrimams .....	83
3.6.3. Fotogrametrijos metodu nustatytų slydimo trajektorių tikslumo įvertinimas .....	86



3.7. Automobilio slydimo pėdsako trajektorijos spindulio nustatymas tiesioginio matavimo būdu .....	89
3.8. Trečiojo skyriaus išvados .....	90
4. EKSPERIMENTINIŲ TYRIMŲ IR MATEMATINIO MODELIAVIMO REZULTATŲ ANALIZĖ .....	91
4.1. Posūkio trajektorija slydimo režimu judančio automobilio eksperimentinių tyrimų analizė .....	92
4.2. Slydimo sistemos naudojimo, sukuriant skirtingo kibumo kelio sąlygas, analizė .....	95
4.3. Posūkio trajektorija slydimo režimu judančio automobilio matematinio modeliavimo analizė .....	101
4.4. Kompleksinis fotogrametrijos ir trajektorijos kitimo charakteristikų naudojimas pradiniam greičiui nustatyti .....	106
4.5. Ketvirtąjo skyriaus išvados .....	111
BENDROSIOS IŠVADOS .....	113
LITERATŪRA IR ŠALTINIAI .....	115
AUTORIAUS MOKSLINIŲ PUBLIKACIJŲ DISERTACIJOS TEMA SĄRAŠAS .	123
SUMMARY IN ENGLISH.....	125
PRIEDAI <sup>1</sup> .....	139
A priedas. Automobilio su slydimo sistema vertikalųjų jėgų modelis .....	141
B priedas. Apibendrintojo automobilio su slydimo sistema matematinio modelio apibendrintųjų jėgų vektoriaus nariai.....	146
C priedas. Padangos pėdsako trajektorijos parametrų nustatymo programos tekstas .....	150
D priedas. Matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų duomenys $S-R-v$ priklausomybės sudarymui .....	152
E priedas. Bendraautorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje.....	655
F priedas. Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos .....	666

---

<sup>1</sup> Priedai pateikiami pridėtoje kompaktinėje plokštelėje



---

# Contents

INTRODUCTION .....	1
Formulation of the Problem.....	1
Relevance of the Thesis.....	2
The Object of the Research .....	3
The Aim of the Thesis .....	3
The Objectives of the Thesis .....	3
The Research Methodology.....	3
Scientific Novelty of the Thesis .....	4
Practical Value of the Research Findings.....	4
Defended Statements.....	5
Approval of the Research Findings .....	5
The Structure of the Thesis.....	6
 1. ANALYSIS OF A CORNERING VEHICLE ON THE DYNAMIC PARAMETERS	7
1.1. Analysis of Traffic Accident Rate for a Cornering Vehicle .....	7
1.2. Review of Research on Lateral Dynamics of a Vehicle .....	9
1.2.1. Research on Influence of Tires on the Vehicle Dynamics .....	9
1.2.2. Review of Indicators for Evaluating a Vehicle Movement Stability .....	11
1.3. Review of Applications of Vehicle Simulators .....	19
1.4. Review of Research of Vehicle Tiremarks .....	21
1.4.1. Analysis of Parameters of Tiremarks.....	21
1.4.2. Image Analysis Methods for Tiremarks Research .....	24

1.5. Conclusions of the First Chapter and Formulation of the Tasks of the Thesis ....	26
2. MODELING AND ANALYSIS OF THE DYNAMIC PARAMETERS OF A VEHICLE WITH SKIDCAR SYSTEM .....	29
2.1. Operation and Application of a Skidcar System.....	29
2.2. 22 Degrees of Freedom Mathematical Model of Vehicle with Skidcar System .....	33
2.3. Vertical Model of Vehicle with Skidcar System .....	34
2.4. Wheel Model.....	39
2.5. Tire Model.....	40
2.5.1. Tire Slipping Parameters .....	40
2.5.2. Contact Forces and Torque of a Tire .....	43
2.6. Horizontal Model of Vehicle with Skidcar System .....	45
2.7. Summarized Mathematical Model of Vehicle with Skidcar System .....	48
2.8. Theoretical Analysis of the Dynamic Parameters.....	50
2.8.1. Research on Vibrations of Dynamic System .....	51
2.8.2. Evaluation of Skidcar System Wheel Rotation .....	54
2.9. Conclusions of the Second Chapter.....	56
3. EXPERIMENTAL RESEARCH ON THE TRAJECTORY OF A CORNERING VEHICLE.....	57
3.1. Method of Research on Vehicle Dynamic Characteristics .....	57
3.2. Equipment for Measuring Vehicle Dynamic Parameters .....	60
3.2.1. Contactless Methods for Measuring Dynamic Parameters .....	60
3.2.2. Measurement of Wheel Parameters of Vehicle and Its Skidcar System ....	62
3.2.3. Measurement Data Collection and Processing.....	63
3.3. Research on the Properties of Steady-State Cornering Vehicle.....	64
3.3.1. Research on Handling Properties of Vehicle with Skidcar System .....	65
3.3.2. Research on the Impact of Skidcar System on Oscillations of the Sprung Mass .....	68
3.3.3. Research on the Impact of the Skidcar System on the Kinematics of Vehicle Suspension .....	71
3.4. Research on Adhesion of Vehicle with Skidcar System to Road Surface .....	72
3.4.1. Evaluation of Reduced Static Friction.....	73
3.4.2. Evaluation of Reduced Dynamic Friction .....	75
3.5. Research on Critical Speed of Cornering Vehicle .....	77
3.5.1. Critical Speed Establishing Algorithm .....	78
3.5.2. Statistical Evaluation of the Selected Critical Speed .....	80
3.6. Research on Tiremarks Trajectory by Photogrammetric Method.....	81
3.6.1. Method for Tests of Tiremarks Trajectory.....	82
3.6.2. Application of Photogrammetric Method for Research on Tiremarks Trajectory .....	83
3.6.3. Evaluation of Accuracy of Slipping Trajectories Established by Photogrammetric Method.....	86
3.7. Establishing the Tiremark Trajectory Radius by a Direct Measurement.....	89

3.8. Conclusions of the Third Chapter.....	90
4. ANALYSIS OF THE RESULTS OF THE EXPERIMENTAL RESEARCH AND MATHEMATICAL MODELING .....	91
4.1. Analysis of Experimental Research on a Cornering Vehicle Moving in Slip Mode.....	92
4.2. Analysis of Use of Skidcar System for Formation of Different Conditions of Adhesion to the Road Surface .....	95
4.3. Analysis of the Mathematical Modeling of a Cornering Vehicle Moving in Slip Mode .....	101
4.4. Complex Use of Photogrammetry and Trajectory Variation Characteristics for Establishing the Initial Speed.....	106
4.5. Conclusions of the Fourth Chapter .....	111
GENERAL CONCLUSIONS .....	113
REFERENCES .....	115
LIST OF SCIENTIFIC PUBLICATIONS BY THE AUTHOR ON THE TOPIC OF THE THESIS.....	123
SUMMARY IN ENGLISH.....	125
ANNEXES <sup>2</sup> .....	139
Annex A. Vertical Model of Vehicle with Skidcar System.....	141
Annex B. Members of Vector of Summarized Forces in the Summarized Mathematical Model of Vehicle with Skidcar System .....	146
Annex C. Text of Program for Establishing the Tiremark Trajectory Radius and Parameters of its Variation .....	150
Annex D. Data from Mathematical Modeling and Experimental Research of Formation of Dependence S–R–v.....	152
Annex E. The Agreements of Co-Authors to Present Publications for the Dissertation Defence.....	655
Annex F. Copies of Authors Scientific Publications on the Subject of Dissertation.....	666

---

<sup>2</sup> The annexes are supplied in the enclosed compact disk



---

# Įvadas

## Problemos formulavimas

Intensyvus automobilių eismas dėl kelio, vairuotojo ar eismo aplinkos sąlygų sukelia daug eismo saugumo problemų. Nustačius priežastis, šios problemos sprendžiamos gerinant važiavimo sąlygas, tobulinant transporto priemones arba ugdant eismo dalyvių elgseną. Siekiant užkirsti kelią nelaimėms kelyje, avaringumo priežasčių įvertinimas turi būti atliekamas kuo anksčiau, tačiau būtina ir jau įvykusių eismo įvykių analizė. Dažniausiai tokio pobūdžio analizės padeda nustatyti eismo įvykio kaltininką. Pagrindinis eismo įvykių ekspertinėje veikloje keliamas uždavinys – kuo tiksliau nustatyti automobilio judėjimo parametrus.

Posūkiuose arba horizontaliosiomis kreivinėmis važiavimo trajektorijomis judantį automobilį veikia papildomos išorinės jėgos, mažinančios dinaminį jo stabilumą. Laiku neįvertinus šių veiksnių, didėja eismo įvykio rizika. Kai posūkio trajektorija slystantis automobilis ant kelio paviršiaus palieka padangų slydimo pėdsakus, jie, analizuojant konkrečią situaciją, yra priemonė, leidžianti nustatyti automobilio judėjimo pobūdį iki eismo įvykio. Stabilumą ir valdomumą praradusio automobilio judėjimas posūkyje yra kintamas ir labai priklausomas nuo papildomų veiksnių, todėl tiksliai nustatyti padangų šoninio slydimo pėdsakų parametrai gali gerokai pagerinti konkrečios situacijos vertinimo objektyvumą.

Mokslinėje ir ekspertinėje metodikoje pagrindiniai parametrai, charakterizuojantys padangų šoninio slydimo pėdsakus, yra jų trajektorijos spindulys, o žinant kelio sąlygas, t. y. trinties koeficientą tarp padangos ir paviršiaus, kuriuo ji juda, šis spindulys gali būti susiejamas su automobilio važiavimo greičiu. Nustatytas greitis konkrečiu važiavimo momentu yra pagrindinis parametras, suteikiantis galimybę spręsti apie posūkio trajektoriją judančio automobilio suvaldymo galimybę.

Norėdami nustatyti slydimo trajektoriją po eismo įvykio, kvalifikuoti specialistai turi atlikti daug kruopštaus darbo. Dažnu atveju faktinės eismo įvykio aplinkybės užfiksuojamos fotonuotraukose, todėl šis tolesniems tyrimams reikalingos medžiagos rinkimo būdas turi būti tobulinamas. Šiuolaikinėje ekspertinėje veikloje taikomi fotogrametrijos principai turi leisti skaitmeninio formato nuotraukas transformuoti taip, kad būtų atkurta slydimo pėdsakų trajektorija mažiausiomis paklaidomis. Tam turi būti taikomi automatizuoti matematiniai algoritmai su galimybe naudoti tokius papildomus slydimo pobūdį lemiančius parametrus, kaip trinties koeficientas, rato slydimo pobūdis, pasukimo kampas pėdsako krypties atžvilgiu ir pan.

Tobulinant ekspertinę eismo įvykių veiklą, mokslininkų naudojamos teorinės ir eksperimentinės priemonės turi suteikti galimybę lanksčiai prisitaikyti prie konkrečių klausimų sprendimo, nenukenčiant rezultatų tikslumui. Galimybė atkartoti tam tikrą manevrą skirtingomis padangų kibumo sąlygomis praplėstų eksperimentų galimybes. Tam padėtų automobilio slydimą skatinančios sistemos sukūrimas ir jos pritaikymo eksperimentinėje veikloje įvertinimas.

## Darbo aktualumas

Posūkio trajektorija judančio automobilio parametrų, leidžiančių spręsti apie vairuotojo galimybę išvengti eismo įvykio, nustatymo metodikos ir priemonių tobulinimas skatina objektyvesnę ekspertinę veiklą. Naujos eksperimentuose naudojamos priemonės leidžia plačiau išanalizuoti tobulinamą sritį. Atliekant posūkio trajektoriją judančio automobilio tyrimus, naudojama automobilio slydimo sistema leidžia pagal poreikį sukurti padangų kibumo su kelio paviršiumi sąlygas ir eksperimentą atlikti didelės erdvės nereikalaujančioje ir saugioje teritorijoje, tačiau tam būtina nuodugni automobilio su slydimo sistema dinaminių parametrų analizė.

Padangų slydimo pėdsakų trajektorijos nustatymas, remiantis patobulintais fotogrametrijos metodais, atkuriant eismo įvykių eigą, leidžia naudotis tikslesniais įrodymų duomenimis. Sudarytos priklausomybės suteikia galimybę atkurti automobilio važiavimo greitį pagal padangos slydimo pėdsako ilgį ir trajektorijos spindulio kitimą, kas šiuo metu taikomoje metodikoje ir praktinėje veikloje neįvertinama.



## Tyrimų objektas

Darbo tyrimų objektas – automobilio, judančio posūkio trajektorija, kritiniai judėjimo parametrai ir padangų slydimo pėdsakų trajektorija, nustatoma patobulintais fotogrametrijos principais.

## Darbo tikslas

Sukūrus automobilio slydimo sistemą ir atlikus eksperimentinius tyrimus ir skaitinį modeliavimą, sudaryti posūkio trajektorija judančio automobilio slydimo pėdsakų trajektorijos ir automobilio judėjimo parametrų nustatymo metodiką, įvertinti jos naudojimo galimybes eksperimentiniuose tyrimuose.

## Darbo uždaviniai

Darbo tikslui pasiekti sprendžiami šie uždaviniai:

1. Išanalizuoti posūkio trajektorija judančio automobilio dinamines charakteristikas ir jų nustatymo metodus, taikomus eismo įvykių eksperimentinėje veikloje.
2. Sukurti automobilio slydimo sistemą ir skaitinio modeliavimo bei eksperimentinių tyrimų metodais įvertinti jos naudojimo galimybes.
3. Eksperimentiškai ištirti posūkio trajektorija judančio automobilio kritinius važiavimo parametrus ir, juos siejant su padangų slydimo pėdsakų atsiradimo sąlygomis bei vairuotojo galimybe suvaldyti automobilį, sudaryti kritinio greičio nustatymo algoritmą.
4. Sukurti ir eksperimentiniais tyrimais patikrinti padangos slydimo pėdsako trajektorijos nustatymo metodiką, paremtą patobulintais fotogrametrinės analizės principais.
5. Remiantis matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų rezultatais sudaryti automobilio važiavimo greičio priklausomybę nuo padangos slydimo pėdsako ilgio ir trajektorijos spindulio kitimo.

## Tyrimų metodika

Darbe taikomi teoriniai ir eksperimentiniai tyrimų metodai.

Teorinėje dalyje taikyti matematinio modeliavimo metodai, atliktos dinaminės sistemos savųjų dažnių, reakcijos į šuolinę funkciją, dažninės charakteristikos analizės. Naudota *MATLAB/Simulink*, *TurboLab*, *CeCalWin Pro*, *RT Analysis*, *PC-Rect* programinė įranga.

Ekperimentiniai tyrimai atliekami naudojant sukurta automobilio slydimo sistemą su hidraulinio pakėlimo aukščio reguliavimo sistema. Automobilio dinaminiams parametrų matuoti naudota *Corrsys-Datron*, *Kistler*, *Race Technology*, *Dini Argeo*, *Ahlborn* įranga, padangų slydimo pėdsakų vaizdams fiksuoti naudoti fotoaparatai *Samsung ES91*, *Canon PowerShot SX200 IS*.

## Darbo mokslinis naujumas

Rengiant disertaciją buvo gauti šie transporto inžinerijos mokslui nauji rezultatai:

1. Skirtingoms kelio paviršiaus kimumo sąlygoms imituoti sukurta automobilio slydimo sistema, teoriškai ir eksperimentais įvertintos jos dinaminės savybės bei naudojimo tyrimams galimybės.
2. Sudarytas kritinio greičio pagal automobilio dinaminius parametrus nustatymo algoritmas, nustatantis momentą prieš automobiliui prarandant dinaminį stabilumą, tačiau vairuotojui dar turint galimybę jį suvaldyti.
3. Padangų slydimo pėdsakų trajektorijos ir jos spindulio kitimui nustatyti pritaikytos fotogrametrijos principais grindžiamos metodikos.
4. Sudarytos padangos slydimo pėdsako ilgio, trajektorijos spindulio ir jo kitimo parametrų priklausomybės, leidžiančios nustatyti posūkyje slydimo režimu judančio automobilio greitį pradinio slydimo etapu.

## Darbo rezultatų praktinė reikšmė

Gauti tyrimų rezultatai leidžia praplėsti sukurto automobilio slydimo sistemos naudojimo galimybes automobilių dinamikai ir vairuotojų įgūdžiams tirti.

Kritinio greičio nustatymo algoritmas, įvertinantis momentą, kai vairuotojas dar turi galimybę suvaldyti automobilį, gali būti taikomas tobulinant automobilių aktyviasias saugumo sistemas.

Pasiūlytas ir su šiuo metu taikoma metodika palygintas posūkio trajektorija slystančio automobilio trajektorijos spindulių nustatymo metodas leis patogiau užfiksuoti ir tiksliau panaudoti įrodymus tiriant eismo įvykius.

Sudaryta padangų slydimo pėdsako ilgio – trajektorijos spindulio – važiavimo greičio priklausomybė, leidžianti automobilio greitį nustatyti priklausomai nuo slydimo trajektorijos kitimo.

## Ginamieji teiginiai

1. Norint nustatyti posūkio trajektorija slydimo režimu judančio automobilio greitį pagal padangų pėdsakus, reikia įvertinti pėdsakų trajektorijos kitimą.
2. Suprojektuota automobilio slydimo sistema iki tam tikrų apkrovų gali būti naudojama skirtingoms kelio dangos kibumo sąlygoms sukurti darant automobilių judėjimo prognozavimo eksperimentus. Automobilis su slydimo sistema teoriškai nagrinėjamas kaip patobulinta vertikalųjų jėgų modelio ir padidinto riedėjimo pasipriešinimo 22 laisvės laipsnių dinaminė sistema.
3. Posūkio trajektorija judančio automobilio greitis prognozuojamas pagal fotogrametrijos principais grindžiamą padangų slydimo pėdsakų trajektorijos nustatymo metodiką, kuri supaprastina pėdsakų matavimą ir padidina rezultatų tikslumą.
4. Padangų slydimo pėdsakų trajektorijos spindulio tiesinio kitimo parametrai tiesiogiai sietini su slydimo režimu judančio automobilio greičiu.

## Darbo rezultatų aprobavimas

Disertacijos tema paskelbta 12 mokslinių straipsnių: trys – mokslo žurnaluose, įtrauktuose į *Thomson ISI* sąrašą (Žuraulis *et al.* 2014; Žuraulis *et al.* 2013; Levulytė *et al.* 2014); trys – tarptautinių konferencijų recenzuotų darbų leidiniuose (ISI Proceedings) (Žuraulis, Levulytė 2014; Bureika *et al.* 2012; Kemzūraitė *et al.* 2011); šeši – kitų tarptautinių duomenų bazių leidiniuose (Žuraulis, Sokolovskij 2015; Žuraulis *et al.* 2014; Žuraulis *et al.* 2013; Žuraulis, Žukas 2012; Žuraulis 2012; Dūdėnaitė *et al.* 2014).

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti devyniose mokslinėse konferencijose Lietuvoje:

- Jaunųjų mokslininkų konferencijoje „Mokslas – Lietuvos ateitis“ 2012–2015 m. Vilniuje;
- Tarptautinėje konferencijoje „Transbaltica 2015“ Vilniuje;

- Tarptautinėje konferencijoje „Transport Means 2011, 2012, 2014“ Kaune;
- Tarptautinėje konferencijoje „Mobile Machines – 2012“ Kaune.

Disertacijoje atliktų tyrimų rezultatai buvo paskelbti penkiose mokslinėse konferencijose ir seminaruose užsienyje:

- Doktorantų konferencijoje Varšuvos technologijų universitete (Lenkija), Automobilių ir statybinių mašinų inžinerijos fakultete 2015 m. rugsėjo 15 d.;
- 12-ajame tarptautiniame teismo ekspertų simpoziume Bratislavoje (Slovakija) 2015 m. vasario 17–20 d.;
- konferencijoje Varšuvos technologijų universitete (Lenkija), Transporto institute 2014 m. lapkričio 25 d.;
- seminare Varšuvos technologijų universitete (Lenkija), Mašinų institute 2014 m. sausio 23 d.;
- seminare Varšuvos pramoniniame motorizacijos institute (Lenkija) 2013 m. gruodžio 13 d.

## **Disertacijos struktūra**

Disertaciją sudaro įvadas, keturi skyriai ir bendrosios išvados. Taip pat yra šeši priedai.

Darbo apimtis – 140 puslapių, neskaitant priedų, tekste panaudotos 95 numeruotos formulės, 58 paveikslai ir 19 lentelių. Rašant disertaciją buvo panaudota 114 literatūros šaltinių.

---

# **Posūkio trajektorija judančio automobilio dinaminių parametrų tyrimų analizė**

Skyriuje pateikiama posūkio trajektorija judančio automobilio dinaminių parametrų teorinė analizė ir pagrindiniai tyrimų principai. Analizuojamos automobilio skersinės dinamikos modeliavimo kryptys, jo stabilumo vertinimo rodikliai. Padangos sąveika su kelio paviršiumi analizuojama remiantis jos savybėmis ir slydimo metu paliekamo pėdsako pobūdžiu. Pateikiama judėjimo posūkio trajektorija schema ir trajektorijos tyrimų, naudojant vaizdų analizės metodus, apžvalga.

Skyriaus tematika paskelbtos dvi publikacijos (Žuraulis, Žukas 2012; Bureika *et al.* 2012).

## **1.1. Eismo avaringumo judant posūkio trajektorija analizė**

Statistinių avaringumo duomenų tyrimais nustatyta, kad pavienių transporto priemonių eismo nelaimės sudaro 32 % visų eismo įvykių (CARE Database/EC

2012). 70 % pavienių transporto priemonių eismo nelaimių įvyksta užmiesčio keliuose, iš kurių tik 7,1 % įvyksta sankryžose. Eismo įvykių tyrimas, atliktas Vokietijos, Italijos, Nyderlandų, Suomijos, Švedijos ir Jungtinės Karalystės ekspertų, parodė, kad 40 % eismo incidentų, kai nukrypstama nuo kelio, įvyksta dalyvaujant tik pavienėms transporto priemonėms ir beveik 35 % atvejų – nesilaikant saugaus važiavimo greičio (SafetyNet 2010). JAV Nacionalinės kelių eismo saugumo agentūros duomenimis (NHTSA 2011), net 33 % žūčių keliuose įvyksta automobiliui verčiantis, nors patys virtimai sudaro tik 3 % visų eismo įvykių. Taigi pavienių transporto priemonių eismo įvykiai, susiję su nukrypimu nuo saugios važiavimo trajektorijos, yra dažnai pasitaikanti kelių eismo saugumo problema, kurios viena iš sprendimo krypčių – įvykusių incidentų priežasčių analizė.

Lietuvos kelių policijos tarnybos duomenimis, 2014 m. kelio vingiuose iš viso įvyko 228 eismo įvykiai, kuriuose 36 asmenys žuvo, o 320 – sužeistų. Ši statistika apima nuvažiavimus nuo kelio, priešpriešinius transporto priemonių susidūrimus ir apvirtimus. Taigi atliekant posūkio manevrą eismo dalyvių klaidos yra dažnos, todėl jų tyrimai yra svarbūs ir reikalingi.

Sistemos vairuotojas–automobilis–kelias–aplinka veiksniai, laikomi pagrindiniais avaringumą lemiančiais veiksniais (Zaranka 2012). JAV atliktame tyrime taikytas logistinis regresijos modelis, kuris padėjo įsitikinti, kad kiekvieno VAKA elemento savybės prisideda prie pavienių transporto priemonių eismo nelaimių, susijusių su nuvažiavimu nuo kelio (Dissanayake, Roy 2014). Šį tyrimą paskatino JAV avaringumo statistika, pagal kurią pavienių transporto priemonių eismo nelaimės dėl nuvažiavimo nuo kelio vidutiniškai sudaro trečdalį visų eismo nelaimių (Fatality Accident Report System 2011).

Italų mokslininkų Crisman ir Roberti atliktame tyrime (2012) nustatyta stipri koreliacija tarp kelio vingių spindulių ir statistinių avaringumo duomenų: determinacijos koeficientas  $R^2 = 0,9$ , kai vingių spinduliai iki 250 m ir  $R^2 = 0,7$ , kai vingių spinduliai 250–500 m.

Orfila *et al.* (2010) straipsnyje analizavo Prancūzijoje pasirinktų užmiesčio kelio ruožų geometrinių parametrų, kaip horizontalaus kreivumo spindulio, skersinio ir išilginio nuolydžio, sąveiką su tirtuose ruožuose leidžiamu 85 km/h greičiu judančiu automobiliu. Eksperimentinis tyrimas ir modeliavimo rezultatai parodė, kad keliui būdingos taisytinės charakteristikos: per trumpas tiesus ruožas prieš posūkį, didelės kreivumo variacijos antroje posūkio dalyje, nepakankamas arba per didelis skersinis nuolydis ( $> 7\%$ ), nepakankamas matomumas. Nustatyti trūkumai prisideda prie eismo įvykių tikimybės didėjimo ir skatina, taikant sudarytą modelį, identifikuoti kelio ruožų rekonstrukcijas.

## 1.2. Automobilio skersinės dinamikos tyrimų apžvalga

Automobilių skersinėje dinamikoje nagrinėjamos stabilumo, valdomumo, išorinių jėgų poveikio, kelio paviršiaus įtakos ir kitos problemos ją išskiria kaip sudėtingą ir svarbią tyrimų sritį (Li *et al.* 2013). Analizuojant skirtingų automobilio elementų savuosius virpesius įvertinama kelio nelygumų, skersinių jėgų ir vairavimo aktyvumo įtaka.

Analizuojant automobilio judėjimą ir jo dėsningumus, atsižvelgiant į analizės pobūdį, sudaromas matematinis modelis. Pasirinktas modelis leidžia supaprastinti bendrą sistemą ir dirbti reikiamoje aplinkoje, nevertinant mažiau reikšmingų parametų ar juos priimant kaip žinomus (Shim, Ghike 2007). Sudaromi modeliai skirstomi pagal:

- nagrinėjamą objektą – visas automobilis ar tik jo atskira sistema, mechanizmas;
- vertinamos sistemos kompleksiskumą: ar į sistemą įtraukti visi veikiantys objektai, ar tai supaprastintas modelis;
- vertinamų parametų apimtį.

Taip sudaromi kinematiniai, dinaminiai, pagal skirtingą laisvės laipsnių (toliau – l. l.) skaičių, tiesiniai, netiesiniai ar į specifines savybes orientuoti analizės modeliai. Tokių sistemų analizės dažniausiai atliekamos automobilių saugumo tyrimų kontekste arba siekiant įgyvendinti tam tikras ekspertines veiklas.

Dviejų, keturių arba septynių l. l. vertikaliai veikiančias jėgas sujungiantys modeliai naudojami kelio nelygumo poveikiui įvertinti automobilio komforto ir valdomumo aspektais. Šio tipo modeliavimas suteikia galimybę analizuoti tobulinamų pakabos konstrukcijų dinamines savybes (Ozcan *et al.* 2013). Dažnai tokio tipo modeliuose priklausomybės užrašomos būsenos lygčių forma, nes taip patogiau skaičiuoti tikrines sistemos reikšmes (Guidaa *et al.* 2010). Manevrų atlikimo tikslumui arba stabilumui įvertinti padangų kontaktinės ir automobilį veikiančios išorinės jėgos sujungiamos horizontaliųjų plokštumos jėgų modelyje (Yoon *et al.* 2010). Tačiau atskiras veikiančių jėgų grupes siejantys matematiniai modeliai nėra tinkami bendrosios automobilio dinamikos analizei.

Automobilio dinamikos modeliavimo skaičiavimams kompiuteriu atlikti pasaulyje plačiai naudojama MATLAB programa su *Simulink* grafinio programavimo paketu, daugialypių kūnų modeliavimo programa *Adams* (Saglam, Unlusoy 2011; Agostinacchio *et al.* 2013).

### 1.2.1. Padangų įtakos automobilio dinamikai tyrimai

Padangų būklė, nusakanti jų kibumo su keliu savybes, tarp automobiliui priskiriamų eismo avaringumo veiksnių išskiriama antroje vietoje po stabdžių sistemos.

Automobilių teorijoje įprasta padangos su kelio paviršiumi kibumą vadinti dalelių molekuline sąveika arba adhezija. Nagrinėjant detaliau, tai besiliečiančių kūnų paviršiuose kontaktuojančių atomų elektromagnetinė sąveika (Blau 2009). Paviršinių atomų elektronai dėl vidinių atomų traukos netolygiai išsidėsto aplink atomą, kuris ekranuojamas ne iki galo. Atsiradęs nedidelis teigiamasis krūvis traukia kito paviršiaus atomo elektronus ir atsiranda kūnų tarpusavio kontaktinė jėga. Padangos ir kelio paviršiaus kibumo sąlyga laikoma ir padangos deformacija, tačiau tai ta pati atomų elektromagnetinė trauka, tik esant didesniai sąlyčio paviršių plotui, t. y. atomų skaičiui. Dalis padangos sukuriama kontaktinės jėgos yra dėl protektoriaus rašto specifikos mechanškai kabinantis už kelio elementų arba paviršiaus makronelygumų, tačiau tai įprastomis važiavimo sąlygomis mažesnę dalį kontaktinės jėgos sudarantis veiksnys.

Slėgis tarp sąlyčio paviršių arba rato normalinė jėga yra svarbus veiksnys, nes didinamas besiliečiančių elementų plotai. Kibumas dėl dalelių sąveikos mažėja, kai paviršiai liečiasi su skirtingomis arba nevienalytėmis medžiagomis, pvz., dėl vandens, sniego ar kitos dangos.

Analizuojant bendrą automobilio elgseną tam tikromis kelio sąlygomis, svarbu kuo tiksliau įvertinti rato su tampriai besideformuojančia pneumatine padanga eksploatacines ypatybes (Zebala *et al.* 2007). Automobilį veikiant skersinėms jėgoms, elastingoje padangoje atsiranda tangentinių deformacijų ir rato greičio vektorius su sukimosi plokštuma sudaro kampą  $\alpha$ . Tariaama, kad ratas rieda įstrižai, o kampas  $\alpha$  vadinamas įstrižojo riedėjimo kampu (ĮRK). Šis parametras yra pagrindinis analizuojant skersines kontaktines padangų jėgas. Simuliuojant automobilio judėjimą tikslus ĮRK nustatymas galimas iki 0,6 g skersinio pagreičio ribos (Stephant *et al.* 2007). Veikiant didesniai pagreičiui, didėja paklaidos ir naudojami kompleksiskai parametrus nagrinėjantys metodai ir filtrai (Voser *et al.* 2010).

Esant nedideliui ĮRK, padangos generuojamai skersinei kontaktinei jėgai didelę įtaką turi įstrižojo riedėjimo standumas (Vorotovic *et al.* 2013), tačiau slydimui didėjant, vis reikšmingesnis tampa kelio paviršiaus trinties koeficientas (Wang, Wang, 2013). Šie požymiai palengvina padangos ĮR standumo ir trinties koeficientų nustatymą, nes juos rekomenduojama vertinti kaip veikiančius kartu (Rajamani *et al.* 2006). Padanga yra sudėtingas inžinerinis elementas, kuris sąveikauja tarp automobilio ir kelio paviršiaus, tad norint, kad automobilis būtų stabiliai valdomas esant įvairiems važiavimo režimams, padangos turi užtikrinti kuo geresnę sąlytį su skirtingų tipų kelio danga.

Didėjant išorinėms jėgoms, padangos slysta daugiau, todėl kontaktinėms jėgoms išreikšti naudojamos kompleksinės išraiškos, vadinamieji padangų modeliai. Kai kurie padangų modeliai veikia gana paprastai, tačiau jų tikslumas yra ribotas priklausomai nuo padangos slydimo.



Padangų modeliai, kaip ir įvairių mechanizmų, kūnų ar jų sistemų modeliai, skirstomi į fizikinius, analitinius ir empirinius (Koo *et al.* 2006). Fizikinis modelis skirtas tokioms specifinėms padangos savybėms, kaip gumos elastingumas, inercija, karkaso stiprumas ir pan., nustatyti. Jis grindžiamas baigtinių elementų ir kitais skaitiniais metodais. Analitiniais metodais nustatomos jėgos, veikiančios padangose, jų standumo savybės. Jiems būdingi supaprastinti fizikiniai skaičiavimo metodai, orientuoti į konkretų parametą. Dažniausiai laboratoriniais arba eksperimentiniais bandymais paremti empiriniai modeliai. Jais nustatomos nuolatinių sąlygų ir dinaminės charakteristikos.

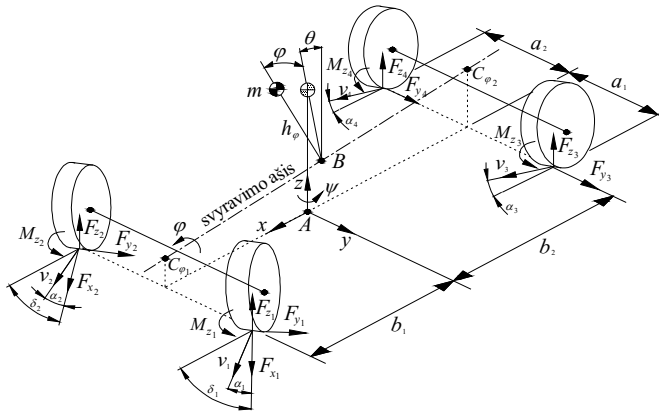
Plačiai taikomam Dugoff modeliui pritaikomi patobulinimai naudojant kintamąjį trinties koeficientą (Wang *et al.* 2010; Zhao *et al.* 2011). Tada pagrindinė kontaktinių jėgų charakteristika, didėjant padangos slydimui, įgauna pikinę reikšmę, ir tai sutampa su išsamiai matematiškai aprašomais modeliais, kaip *Magic formula*, ir eksperimentiniais padangų tyrimų rezultatais.

Lyginamajame padangų modelių tyrime (Brach, Brach 2009) teoriškai ir eksperimentiškai ištirtas JAV Greitkelių saugumo tyrimų instituto (*ang. Highway Safety Research Institute*, HSRI) sukurtas modelis. Nustatyta, kad šis modelis kartu su vadinamuoju Paccjokos (*Magic formula*), eismo įvykių tyrimuose naudojamos programos *PC-Crash* tiesiniu ir *TM-Easy* bei *SMAC* modeliais gali būti naudojami modeliuojant automobilio judėjimą eismo įvykių kontekste.

Momentinių padangų kibumo sąlygų nustatymas plačiai tiriamas tobulinant automobilio elektroninių aktyviosios saugos sistemų veikimą (Singh, Taheri 2015). Trinties koeficientas nustatomas pagal kontaktinės jėgos – padangos slydimo priklausomybę naudojant patikslintą padangos modelį, kuriam duomenys gaunami iš pagreičių ir sukimosi greičių jutiklių.

### 1.2.2. Automobilio judėjimo stabilumo vertinimo rodiklių apžvalga

Skersinės dinamikos tyrimuose dažnai naudojamas 4 l. l. modelis, nes, be judėjimo išilgine ir skersine kryptimis, modelyje automobilis dar gali suktis apie savo vertikaliąją ašį ir svyruoti apie išilginę ašį (1.1 pav.). Tai suteikia galimybę analizuoti manevruojančio automobilio ratų vertikalųjų jėgų skersinį persiskirstymą, kas daro įtaką automobilio stabilumui. Taip pat tokio tipo modelyje įtraukiamas atskiras automobilio kėbulo, kaip amortizuotos masės, judėjimas, o pakabos elementų charakteristikos apibendrintai pakeičiamos svyravimo standumu. Papildomai pakabos konstrukcijos kinematinės savybės atstoja atitinkamoje ašyje numatyti skersinio svyravimo centrai ir per juos einanti svyravimo ašis.



1.1 pav. Posūkio trajektorija judantį automobilį veikiančios jėgos

Fig. 1.1. Forces acting on a cornering vehicle

Automobilių skersinėje dinamikoje dažnai priimama nusistovėjusio posūkio sąlyga, kai automobilio greitis ir posūkio spindulys nekinta. Realiomis sąlygomis tokia nusistovėjusio posūkio sąlyga išlaikoma tik iki tam tikros ribos. Didinant važiavimo greitį automobilį veikia inercijos jėga, skatinanti tiesiaeigį judėjimą, ir padangos linkusios prarasti kontaktines jėgas. Automobilių tyrimuose plačiai taikomos stabilumo ir valdomumo analizės (Borner, Isermann 2006), kurių metu nustatoma, kuri automobilio ašis kibumą su kelio paviršiumi praranda pirmiau. Šiai analizei dažnai keturratis automobilio modelis supaprastinamas į dviratį (Vieira *et al.* 2012), nes skirtingų pusių ratų padangų savybės atskirai nevertinamos, kaip ir svorio jėgų persiskirstymas. Veikianti įcentrinė jėga skaidoma pagal automobilio ašis (Rajamani 2012):

$$F_y = F_{y_{pr.}} + F_{y_{gal.}} = \frac{m_{pr.} v_x^2}{R} + \frac{m_{gal.} v_x^2}{R}, \quad (1.1)$$

čia  $F_{y_{pr.}, gal.}$  – atitinkamą ašį veikianči skersinė jėga;  $m_{pr., gal.}$  – atitinkamai ašiai tenkanti automobilio masės dalis.

Pagal padangos įstrižojo riedėjimo generuojamą kontaktinę jėgą, apibendrintas ašies įstrižojo riedėjimo kampas išreiškiamas taip (Rajamani 2012):

$$\alpha_i = \frac{F_{yi}}{2C_{\alpha_i}}, \quad (1.2)$$

čia  $C_{\alpha_i}$  – atitinkamos ašies apibendrintas padangų įstrižojo riedėjimo standumo koeficientas.

Naudojant išraiškas (1.1) ir (1.2) automobilio priekinės ašies apibendrintas vairuojamųjų ratų pasukimo kampas nusistovėjusio posūkio sąlygomis išreiškiamas taip (Lozia 2008):

$$\delta = \frac{L}{R} + \alpha_{pr.} - \alpha_{gal.} = \frac{L}{R} + \left( \frac{m_{pr.}}{2C_{\alpha_{pr.}} R} - \frac{m_{gal.}}{2C_{\alpha_{gal.}} R} \right) \frac{v_x^2}{R}, \quad (1.3)$$

čia  $L$  – automobilio ratų bazė.

Narys išraiškos (1.3) skliaustuose yra vadinamasis pasukamumo rodiklis  $K$  (Lozia 2008). Išraiška (1.3) nusako pagrindines nusistovėjusio judėjimo posūkyje savybes: vairuojamųjų ratų pasukimo kampas priklauso nuo automobilio bazės ir masės pasiskirstymo ašių atžvilgiu, trajektorijos spindulio, atitinkamos ašies padangų standumo ir važiavimo greičio. Priklausomai nuo priekinių ir galinių padangų standumo bei masės pasiskirstymo, pasukamumo rodiklis  $K$  įgauna skirtingas reikšmes (1.1 lentelė).

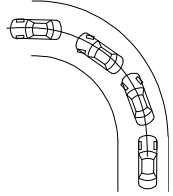
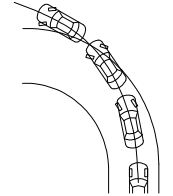
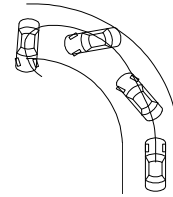
1.1 lentelėje pasukamumo atvejai išreikšti ir pasukamumo rodiklio dėmenų sulyginimu bei per sunkio centro padėtį ašių atžvilgiu:  $b_{pr.}$  – sunkio centro atstumas iki automobilio priekinės ašies;  $b_{gal.}$  – sunkio centro atstumas iki automobilio galinės ašies.

Taigi automobilio pasukamumą lemia svorio balansas ir padangų savybės. Padangų savybių veiksnys gali būti eliminuotas naudojant vienodų charakteristikų padangas, nors įtakos tam gali turėti skirtingos pakabos savybės automobilio priekinėje ir galinėje ašyje. Automobilio svorio balansą lemia daugelis svarbių automobilio konstrukcinių sprendimų: variklio pozicija, transmisijos tipas, kėbulo konstrukcija ir t. t., todėl kiekvienas standartinis automobilis turi tam tikrą pasukamumo charakteristiką.

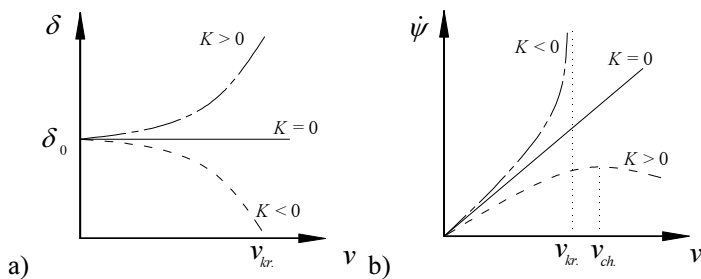
Perteklinio pasukamumo atveju esant pastoviam posūkio spinduliui, didinant važiavimo greitį turi būti mažinamas vairuojamųjų ratų pasukimo kampas, priešingu atveju bus prarasta automobilio valdymo kontrolė.

Esant pertekliniam pasukamumui realus posūkio spindulys yra mažesnis už geometrinį, nustatomą pagal automobilio vairavimą. Dėl sudėtingesnio automobilio valdymo perteklinio pasukamumo situacija laikoma pavojingiausia saugaus eismo požiūriu, nes stabilumas palaikomas vairo korekcija, t. y. priklausomai nuo galinės ašies slydimo pertekliaus atitinkamai vairuojamieji ratai išlyginami arba net kritiniu atveju pasukami į slydimo pusę. Tokie vairuotojo veiksmai reikalauja gerų įgūdžių, greitos reakcijos ir koordinacijos. Normaliomis eismo sąlygomis padidėjęs priekinės ar galinės ašies slydimas pasireiškia esant slidžiai kelio dangai, o esant geram kibumui slydimas išprovokuojamas tik pasiekus didelį greitį, stambiai susukus vairą arba esant netvarkingai transporto priemonei.

**1.1 lentelė.** Automobilio pasukamumo atvejai (Rajamani 2012)**Table 1.1.** Modes of vehicle handling (Rajamani 2012)

Pasukamumo atvejis	Pasukamumo rodiklis	Būdingas greitis	Automobilio judėjimas
Neutralus	$K = 0$ $\frac{m_{pr.}}{C_{\alpha_{pr.}}} = \frac{m_{gal.}}{C_{\alpha_{gal.}}} \Rightarrow \alpha_{pr.} = \alpha_{gal.}$ $b_{pr.} C_{\alpha_{pr.}} - b_{gal.} C_{\alpha_{gal.}} = 0$	–	
Nepakankamas	$K > 0$ $\frac{m_{pr.}}{C_{\alpha_{pr.}}} > \frac{m_{gal.}}{C_{\alpha_{gal.}}} \Rightarrow \alpha_{pr.} > \alpha_{gal.}$ $b_{pr.} C_{\alpha_{pr.}} - b_{gal.} C_{\alpha_{gal.}} > 0$	$v_{ch.} = \sqrt{\frac{l}{K}}$	
Perteklinis	$K < 0$ $\frac{m_{pr.}}{C_{\alpha_{pr.}}} < \frac{m_{gal.}}{C_{\alpha_{gal.}}} \Rightarrow \alpha_{pr.} < \alpha_{gal.}$ $b_{pr.} C_{\alpha_{pr.}} - b_{gal.} C_{\alpha_{gal.}} < 0$	$v_{kr.} = \sqrt{\frac{l}{-K}}$	

Bendru atveju vairuojamųjų ratų pasukimo kampo priklausomybė nuo važiavimo greičio, esant pastoviam posūkio spinduliui, pateikta 1.2 paveiksle

**1.2 pav.** Automobilio pasukamumo charakteristikos pagal:

a) vairo pasukimą; b) sukimąsi apie vertikalią ašį

**Fig. 1.2.** Vehicle handling characteristics according to: a) wheel steering; b) yaw

Nepakankamo pasukamumo atveju pastebima charakteringojo greičio reikmė, kuri parodo, kada jau nebegalioja Akermano kampų taisyklė, ir vairo trapeccijoje nustatomas ratų pasukimo kampas yra per didelis, t. y. padangų kontaktinės jėgos nesugeba išlaikyti numatytos važiavimo trajektorijos (Lozia 2008). Charakteringasis greitis fiksuojamas ekstremumo taške, kai gauta pasukamumo kreivė (1.2 pav., b) keičia kitimo pobūdį. Didėjant važiavimo spinduliui, šios reikšmės taip pat didėja.

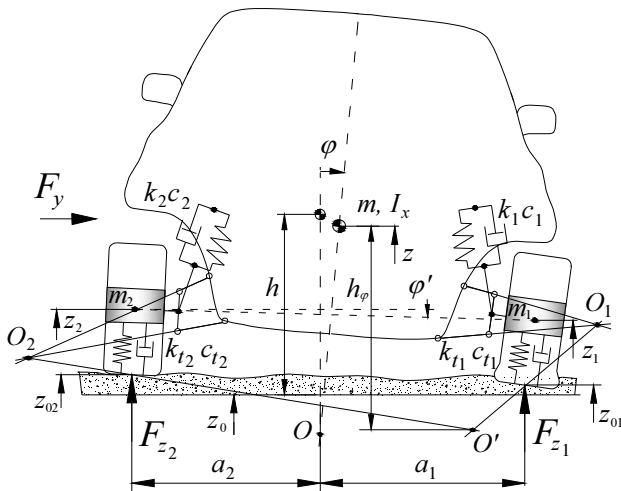
Taigi važiuojant posūkyje, priklausomai nuo kelio ir automobilio parametrų bei važiavimo pobūdžio gali būti išskiriami skirtingi automobilio valdomumo atvejai, kurie gali būti įvardijami keletu aprašytų parametrų, tačiau vairuotojas, galėdamas kontroliuoti pagrindines automobilio valdymo priemones, daro pagrindinę įtaką saugiam ir racionaliam važiavimui.

Remiantis automobilio skersinių svyravimų modeliu analizuojama pavienių automobilių eismo nelaimių priklausomybė nuo šoninio vėjo greičio, kelio vingių ir kibumo sąlygų. Skaičiuojamasis saugumo indeksas jautriai reaguoja nuo šių veiksnių kitimo, dažnu atveju jų įtaka net didesnė nei važiavimo greitis (Chen, Chen 2011).

Nuo 2011 m. Europos naujų automobilių saugumo vertinimo programoje atliekamas elektroninių stabilumo sistemų testavimas, provokuojant automobilio skersinį slydimą arba virtimą (Euro NCAP, 2011). Bandymo metu važiuojant 80 km/h greičiu vairas pasukamas 0,7 Hz dažniu, antrąjį pasukimą užlaikant 0,5 s (ISO 7401). Automobiliai lyginami pagal išmatuotą skersinio slydimo atstumą ir SAVA greitį.

Lengvieji automobiliai projektuojami taip, kad, veikiant skersinėms jėgoms, slydimas prasidėtų pirmiau nei virtimas (Hac *et al.* 2004). Tai pasiekama žeminant sunkio centrą ir modeliuojant pakabos konstrukciją. Vertinant automobilių saugumą virtimo atžvilgiu, kurį laiką buvo apsiribota statinio stabilumo rodikliu (SSF), kuris išreiškiamas pusės tarpvėžės ir sunkio centro aukščio santykiu (Boyd 2005). PT judančio automobilio virtimo dinamikai įvertinti dažniausiai taikomas pusinis modelis. Pakabos ir padangų deformacijos, atsirandančios dėl veikiančios skersinės jėgos, įvertinamos per skersinio pasvirimo kampus, atitinkamai  $\varphi$  ir  $\varphi'$  (1.3 pav.).

Pakabos kinematika lemia amortizuotos masės svyravimo centro padėtį, kuri svyruojant keičiasi (1.3 pav.). Atliekant nusistovėjusio posūkio manevrą, kai automobilio sunkio centrą veikianti skersinė jėga laikoma pastovia, svyravimo arba virtimo momentas priklauso nuo atstumo tarp sunkio centro ir svyravimo centro. Šis atstumas mažinamas jau minėtu būdu, žeminant sunkio centrą ir prie jo artinant svyravimo centrą.



1.3 pav. Automobilio skersinio svyravimo modelis

Fig. 1.3. Vehicle roll model

Daugelyje literatūros šaltinių, kuriuose nagrinėjama automobilio virtimo dinamika (Tafner *et al.* 2014, Dukkupati *et al.* 2010), automobilio konstrukcija supaprastinama vertinant amortizuotos masės ir neamortizuotos judėjimą. Atsisiakius trigonometrinių funkcijų ir eliminavus vidinėje posūkio dalyje esančio rato normalinę reakciją, automobilio virtimo pradžios sąlyga išreiškiama taip (Shim, Ghike 2007):

$$\frac{a_y}{g} = \frac{a}{2h} - \varphi' - \frac{h_\varphi}{h} \varphi. \quad (1.4)$$

Siekiant išvengti išsamaus ir sudėtingo viso automobilio judėjimo modelio sudarymo, dinaminio virtimo stabilumui įvertinti naudojami įvairūs rodikliai (1.2 lentelė). Dinaminis stabilumas SAIA ir SAVA kampų atžvilgiais tikrinamas atliekant staigaus posūkio ir sinusoidės tipo manevrus, kai didelę reikšmę turi pakabos standumo parametrai (Zhang *et al.* 2008).

Automobilių saugumo tyrėjai ir gamintojai taiko įvairius valdomumo įvertinimo metodus, tačiau vieninga nuomonė yra gerinti ir tarpusavyje lyginti skersinio svyravimo, SAVA greičio parametrų priklausomybę nuo veikiančio skersinio pagreičio (Uys *et al.* 2006). Papildomai dažnai analizuojamas ratų jėgų kitimas naudojant RMS (vidutinių normuotų) reikšmių charakteristiką.

**1.2 lentelė.** Automobilio stabilumo vertinimo rodikliai**Table 1.2.** Factors of vehicle stability evaluation

Stabilumo rodiklis	Rodiklio matematinė išraiška	Rodiklio prasmė	Šaltinis
Dinaminis stabilumo indeksas	$DSI = \frac{a_y}{g} + \frac{I\ddot{\phi}}{mgh}$	Papildo statinį stabilumo rodiklį dinaminio virtimu.	Dukkipati <i>et al.</i> 2010
Virtimo prevencijos energijos rezervas	$VPER = E_v - E_k$	Skirtumas tarp energijos, reikalingos automobilio virtimui eliminuoti, ir vidinės sukimosi energijos.	
Virtimo prevencijos rodiklis	$VPM = \left(1 - \frac{mh^2}{I_x}\right) \cdot 100, \%$	Santykinis skirtumas tarp automobilio kinetinės energijos skersine ašimi ir vidinės sukimosi energijos.	
Kritinis slydimo greitis	$v_y^2 \geq \frac{2gI'_x}{mh} \left( \sqrt{1 + \left(\frac{a}{2h}\right)^2} - 1 \right)$	Greitis skersine ašimi, kurį pasiekus, virtimo kinetinė energija viršija energiją, reikalingą automobiliui pakelti, kad sunkio centras kirstų svirimo centro padėtį.	
Virtimo indeksas	$R_v = \frac{2h_\phi a_y \cos \phi + 2h_\phi a_y \sin \phi}{ag \cos \phi}$	Skersinis svyravimas dėl AM veikiančio pagreičio ir svorio dedamosios	Rajamani <i>et al.</i> 2009
Kritinis virtimo rodiklis	$KVF_1 = \frac{ga}{4} -  \phi dg -  a_y h$ $-z_s - \frac{ \ddot{\phi} I_x}{m_s}$	Virtimo įvertinimas pagal skersinio svyravimo intensyvumą, inertiškumą ir skersinį pagreitį.	Do-rohoff 2004
	$KVF_3 = \left  \frac{F_{z1} + F_{z2} - F_{z3} - F_{z4}}{\sum F_{zi}} \right $	Įvertinamas skirtingų pusių ratų normalinių jėgų skirtumas	Solmaz 2011; Tsourapas <i>et al.</i> 2009

Kritiniam slydimo greičiui nustatyti naudojamas virtimo inercijos momentas:

$$I'_x = I_x + m_v \left( h^2 + \frac{a^2}{4} \right). \quad (1.5)$$

Eismo įvykių ekspertinėje praktikoje tariama, kad automobilio kaip apibendrintos masės judėjimą apskritimine trajektorija užtikrina vadinamoji Kolumbo (Coulomb) trintis, kurios koeficientas lygus veikiančios horizontaliosios jėgos ir kūno sunkio jėgos santykiui (Brach 1997; Echaveguren *et al.* 2005). Išlaikant pastovią spindulio trajektoriją, Kolumbo trinties jėga lygi automobilį veikiančiai išcentrinei jėgai:

$$\mu \cdot m_v g = m_v \frac{v_x^2}{R}. \quad (1.6)$$

Iš šios lygybės išreiškiamas PT judančio automobilio kritinis važiavimo greitis:

$$v_{kr.} = \sqrt{\frac{Rg(\mu \pm \operatorname{tg} \gamma)}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma}}, \quad (1.7)$$

čia  $\gamma$  – kelio skersinio profilio nuolydžio kampas.

Ši kritinio greičio formulė taikoma laikantis numatytų sąlygų:

1. Trajektorijos spindulys nustatomas pagal padangų slydimo pėdsakus.
2. Pėdsakų požymiai turi atitikti laisvai slystantį automobilį.
3. Kelias turi būti lygus arba skaičiuojant įvertinamas jo nuolydis.
4. Turi būti nustatytas kelio dangos trinties koeficientas automobilio slydimo sąlygomis.

Kritinio greičio skaičiavimo formule gaunami tikslūs rezultatai priklausomai nuo nustatytos padangų pėdsakų trajektorijos tikslumo. Kitas svarbus formulėje tiesiogiai nenaudojamas parametras – automobilio išilginio judėjimo pobūdis. Automobiliumi stabdant nustatyti didžiausi skaičiavimo rezultatų neatitikimai, kuriems įtaką gali daryti mažas trajektorijos spindulio nustatymo dažnis. Tiksliausi rezultatai gaunami greitėjančiam automobiliumi, tačiau tokie kritinio greičio nustatymo atvejai reti.

Kritinio greičio išraiška naudojama ir projektuojant kelio vingius bei skersinį kelio profilio nuolydį  $\gamma$ . Analizuojant vyraujančių greičių pasiskirstymą kelio vingiuose, išskiriamos projektinio ir realaus greičio sąvokos. Kelio ruožo projektinis greitis priklauso nuo kelio vingių parametrų, dangos makrotekstūros ir skersinio nuolydžio kampo, tačiau eksploatacijos sąlygomis vyraujantis realus važiavimo greitis dažnai skiriasi dėl vairuotojų polinkio rizikuoti (Echaveguren *et al.* 2005). Tobulinant projektinio greičio nustatymo metodiką staiga posūkio kelio ruožuose italų mokslininkas Paolo Discetti įvertino ir matomumo bei greičio kitimo parametrus (2010). Pritaikyta eksperimentinių duomenų regresinė analizė atitiko kitą greičio posūkio ruožuose taikomą rodiklį –  $V_{85}$ . Šis rodiklis rodo greitį, atitinkantį 85 % konkrečiame ruože vyraujančio greičio (Abbas *et al.* 2011). Kelii



projektavimo arba rekonstravimo etape siekiant išvengti greičio prognozavimo paklaidų, sudaromos įvairios  $V_{85}$  rodiklio išraiškos (1.3 lentelė).

**1.3 lentelė.** Realiojo  $V_{85}$  greičio išraiškos

**Table 1.3.** Expressions of  $V_{85}$  operating speed

Rodiklio $V_{85}$ matematinė išraiška	$R^2$	Šaltinis
$V_{85} = 103,3 - 0,1253D + 0,0238L - 1,039E$	0,460	Schurr <i>et al.</i> 2002
$V_{85} = 78,69 + 1,127 \cdot 10^{-5} R^2 + 6,6 \cdot 10^{-2} T$	0,857	Nie, Hassan 2007
$V_{85} = 46,47 + 0,35v - \frac{1678,12}{R} + \frac{22013,83}{R^2}$	0,640	Acqua 2012
$V_{85} = 102,048 - \frac{399026}{R}$	–	Garcia <i>et al.</i> 2013
$L$ – trajektorijos lanko ilgis, $D$ – trajektorijos įlinkio kampas, $E$ – skersinis kelio nuolydis,	$R$ – trajektorijos spindulys, $T$ – tiesaus ruožo ilgis, $V$ – projektinis greitis.	

Posūkio trajektorija judantį automobilį veikia papildomas judėjimo pasipriešinimas. Jis priklauso nuo važiavimo greičio, trajektorijos spindulio, automobilio konstrukcijos, padangų tipo ir oro slėgio jose, įstrižojo riedėjimo charakteristikų (Reif 2014). Automobilų gamintojo *Toyota* specialistai, ieškodami būdų, kaip sumažinti energijos sąnaudas, nustatė, kad, posūkyje veikiant 0,4 g skersiniam pagreičiui, automobilio pasipriešinimas sukimuisi padidėja du kartus (Hirano *et al.* 2014). Taigi analizuojant automobilio trajektorijos ir greičio ryšį būtina įvertinti, kad spindulys net atmetus važiavimo sąlygas (vairuotojo veiksmai, nepastovių sąvybių kelio danga, vėjas) yra kintantis.

### 1.3. Automobilio simulatorių taikymo apžvalga

Simulatoriai, kaip sistemos, imituojančios reikiamas važiavimo, bandymų, eismo ar aplinkos sąlygas, yra plačiai naudojami automobilių inžinerijoje (Jamson *et al.* 2013; Lozia 2011). Realias sąlygas sukuriančių simulatorių kategorijai priskirtinos jėgos suteikimo sistemos konstrukcijos tvirtumui ar patikimumui patikrinti. Atskira kategorija yra kompiuterinės programos, kuriomis atliekama modeliavimų procesų analizė. Remiantis fundamentiniais automobilių dinamikos analizės principais yra sukurtos kelios kompiuterinės programos, kurios modeliuoja automobilio judėjimą. Programa *CarSim* suteikia galimybę vertinti visą automobilio

netiesinį dinaminį modelį, kaip visumą sistemų, darančių įtaką jo judėjimo dėsningumams. Specializuota eismo įvykiams modeliuoti sukurta programa *PC-Crash* leidžia atkurti automobilio judėjimo, susidūrimų ar pėsčiųjų partrenkimų eigą pagal turimus faktus (Sokolovskij *et al.* 2013; Prentkovskis *et al.* 2010). Tačiau visais atvejais skaičiuoti reikalingi įvesties duomenys, o jų kiekis ir tikslumas didina skaičiavimo rezultatų objektyvumą.

Tarpinę vietą tarp realių ir virtualių simuliacijų sistemų užima kita gausi simulatorių kategorija, kurioje žmogus dalyvauja tiesiogiai, tačiau jo veiksmus veikia nenatūraliai sukuriamos sąlygos. Tokie simulatoriai tik imituoja važiavimo ar eismo sąlygas, kad vairuotojas priprastų prie simuliuojamai aplinkai būdingų aplinkybių, pasitikrintų arba pagerintų tam tikrus įgūdžius.

Vairavimo įgūdžiams gerinti dažnai pasitelkiami įvairūs simulatoriai arba tam treniruojamasi uždaroje aikštelėse, lenktynių trasose, tačiau tokiais atvejais dažnai netiesiogiai pratinamasi prie didelio greičio, o tai eismo saugumo požiūriu ne visada gerai. Vairuotojų įgūdžiams tobulinti įrengiami specialūs poligonai su sumontuota brangia įranga automobilio slydimui išprovokuoti, tačiau yra galimybė pajusti slystantį automobilį (Renski, Sar 2008), pratintis prie jo valdymo ir neįveikiant posūkių pavojingais greičiais ar labai specializuotuose centruose.

Švedijoje Čalmerso technologijos universitete Beltran ir Song atliktame tyrime (2011) analizuoti vairuotojo veiksmai po netikėto smūgio į automobilį. Automobilio stabilumo praradimui imituoti naudota automobilio slydimo sistema ([www.skidcar.com](http://www.skidcar.com)). Prie realaus automobilio primontuota slydimo sistema (ASS) suteikia galimybę važiuojant saugiu greičiu patirti netikėtą automobilio slydimą. Papildoma konstrukcija, lemianti didesnę automobilio svorį ir apie 25 % didesnę SAVA inerciją, pakeičia natūralias automobilio dinamines savybes ir šią sistemą priskiria prie simulatorių. Tyrime taip pat pabrėžta, kad, šią sistemą naudojant tyrimuose, vairuotojui keliama aukšti reikalavimai vairavimo gebėjimams. Daugiau tyrimų naudojant ASS aptikti nepavyko. Kita tame pačiame tyrime naudota sistema – automobilyje tvirtinama vandens patranka ([www.jalopkin.com](http://www.jalopkin.com)). Didelės vandens srovės jėga galinė automobilio dalis užnešama imituojant šoninį smūgį kitu automobiliu. Šios sistemos trūkumu įvardyti dideli automobilio konstrukciniai pakeitimai.

Moderni, tačiau didelių finansinių investicijų reikalaujanti vairavimo simuliacijų arba apkrovų suteikimo sistema, turinti iki 6 l. l. ir kompiuterizuotą platiformos judėjimą, gali pasiekti iki  $12 \text{ m/s}^2$  pagreitį. Suderinus realiuoju laiku kontroliuojamą sistemų valdymą, toks simulatorius naudojamas kompleksiniuose automobilių dinamikos ir vairuotojo savybių tyrimuose (Yoon *et al.* 2010).

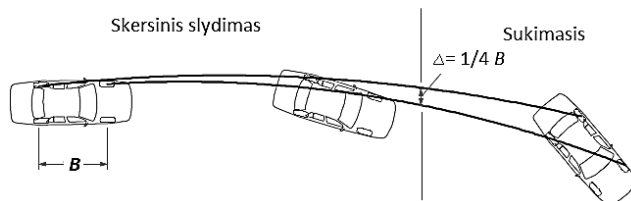
Stacionarių vairavimo simulatorių tyrimai apima subjektyvių vairuotojų pojūčių analizę, konstrukcijos veikimo tikslumą ir tikroviškumą (Weir 2010), tačiau tokios sistemos negali atstoti realiomis lauko sąlygomis naudojamų simulatorių, kurių tik dalis konstrukcijos ar sistemos yra nenatūrali.

Olandų mokslininkai tyrė vairuotojų elgsenos pokyčius jiems įgaunant patirties maudojantis vairavimo simulatoriumi (2012). Skirtingo kelio kibumo sąlygomis sureguliuotas simulatorius turėjo įtakos vairuotojų važiavimo greičio pasirinkimui realaus posūkio manevro atlikimo sąlygomis.

## 1.4. Automobilio padangų slydimo pėdsakų tyrimų apžvalga

### 1.4.1. Padangų slydimo pėdsakų parametrų analizė

Kritinio greičio skaičiavimo formulė teoriškai išvesta pagal automobilio sunkio centro judėjimo trajektoriją, tačiau praktiškai matuojamas padangos slydimo pėdsako trajektorijos spindulys. Tai viena iš priežasčių, kodėl šios skaičiavimo metodikos nerekomenduojama taikyti intensyvaus automobilio SAVA atvejais. Ekspertinėje veikloje (Hoekwater 2008) skaičiuojama iki ribos, kai nustatoma, kad priekinio ir galinio ratų pėdsakų trajektorijų skirtumas viršija ketvirtį automobilio bazės  $B$  (1.4 pav.). Amerikiečių mokslininkai (Masory *et al.* 2006), tirdami trinties koeficiento automobilio skersine kryptimi reikšmes, esant skirtingam ĮRK, nustatė, kad iki 60 laipsnių ĮRK trinties koeficientas yra artimas teoriniam. Viršijus šią ĮRK reikmę, trinties koeficiento kitimas (dažniausiai mažėjimas) labai priklauso nuo termodinaminių procesų padangos sąlyčio zonoje, automobilio valdymo ir kelio dangos.



1.4 pav. Automobilio šoninio slydimo schema (Hoekwater 2008)

Fig. 1.4. Scheme of vehicle lateral slip (Hoekwater 2008)

Padangų pėdsakų susidarymą ir jų intensyvumo priklausomybę nuo automobilio dinaminių parametrų, kelio paviršiaus ir padangų savybių bei optinio pastebimumo galimybes išsamiai tyrinėja Vokietijos mokslininkai (Seipel *et al.* 2013). Tiriant skirtingų padangų trinties reikšmes ant senos asfalto dangos buvo paneigta pirminė prielaida, kad padangų pėdsakai susidaro tik tada, kai automobilio judėjimas pasiekia ribines padangų kontaktines jėgas. Pirminiai pėdsakai nustatyti jau esant 0,5 trinties koeficiento reikšmei ir išilgine, ir skersine kryptimis. Tyrimais

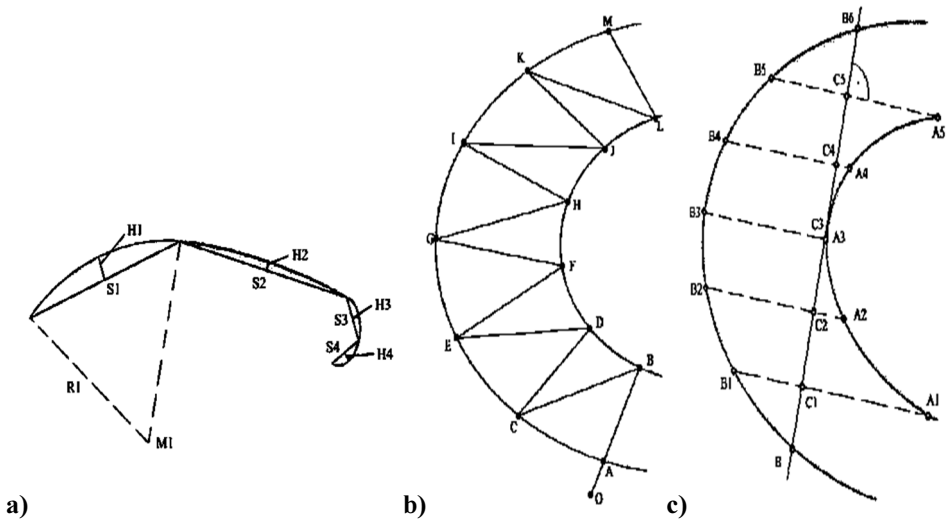
taip pat patvirtinta, kad senu, nelygaus asfalto tekstūros paviršiumi slystanti padanga dėvisi intensyviausiai, tačiau mažas pėdsako kontrastas lemia jo sunkų identifikavimą.

Pirmas kritinio greičio skaičiavimo etapas yra trajektorijos spindulio nustatymas pagal automobilio paliktus padangų slydimo pėdsakus. Pėdsakas laikomas kaip plokštumos kreivė. Dažniausiai taikomas būdas kreivę suskaidyti į lankus, kurių spinduliai nustatomi išmatavus lankų stygas  $S_R$  ir stygų vidurio statmenis  $H_R$ :

$$R = \frac{S_R^2 + 4H_R^2}{8H_R}. \quad (1.8)$$

Jimenez (2011), šią išraišką dubliuodamas su automobilio greičio ir sukimosi intensyvumo jautiklių duomenimis, panaudojo skaitmeninių žemėlapių tinklo algoritmui sudaryti.

Kreivės suskaidymas į atskirus lankus (1.5 pav.) ekspertinėje praktikoje paremtas vizualiniu kreivumo kitimo įvertinimu ir tai gali sukelti papildomas kritinio greičio skaičiavimo paklaidas (Wach 2013).



**1.5 pav.** Pėdsako ir kelio kreivumo matavimo schemas:

(Accident Reconstruction Guidelines 2004): a) stygų metodu; b) trianguliacijos metodu; c) kairiojo kampo koordinatės metodu

**Fig. 1.5.** Schemes of measurement of tiremark and road curvature:

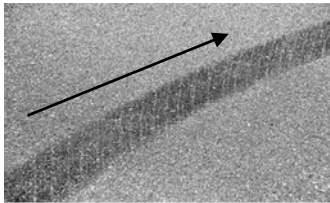
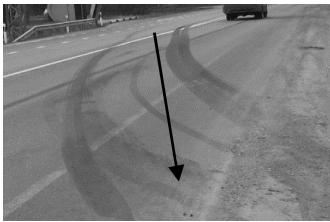
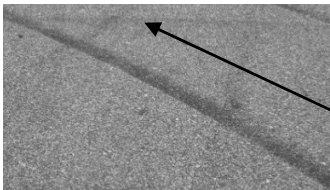
a) chord method; b) method of triangulation; c) method of right angle coordinate

Tiriamai kelio zonai matuoti naudojamas trianguliacijos metodas (1.5 pav., b), kai matuojamai kreivei sudaromas žinomų matmenų trikampių tinklas, kuris tolesnės analizės metu leidžia nustatyti reikiamus geometrinius dydžius (Accident Reconstruction Guidelines 2004). Šis metodas nėra patogus ir atima daug laiko. Kelio vingio matavimas vadinamuoju dešiniojo kampo koordinatės metodu (1.5 pav., c), kai išmatuojami atstumai nuo menamos kertančios stygos iki kelio kraštų ( $C_i - A_i$  ir  $C_i - B_i$ ), taip pat nėra patogus.

Kritinio greičio nustatymo formulę pagal pėdsakų trajektorijos spindulį naudojama tik laisvai slystančio automobilio judėjimui atkurti. Apie automobilio judėjimo pobūdį galima spręsti detaliau analizuojant padangos slydimo pėdsako savybes (1.3 lentelė). PT stabdomo automobilio pėdsakas bus su išilginiais rėžiais, kurie dėl stabdžių antiblokavimo sistemos (ABS) veikimo nėra ištisiniai, o dažnai pėdsako zonoje pasireiškia gana dideliais intervalais. Stabdomo automobilio su ABS sistema pėdsakai nėra ryškūs ir nevientisi, todėl pėdsako pradžiai ir pabaigai nustatyti taikomi vaizdų analizės metodai (Wang *et al.* 2005). Kontrastas didinamas naudojant vaizdo pilkos spalvos tikimybės tankio funkcijos transformaciją.

**1.3 lentelė.** Padangos slydimo pėdsakų tipai

**Table 1.3.** Types of tiremarks

Slydimo režimo pobūdis	Pėdsako vaizdas	Charakteringos pėdsako linijos
1. Laisvas slydimas		Būdingi stačiu kampu orientuoti dryžiai, pėdsakas dažnai nėra ryškus.
2. Su stabdymu		Charakteringų linijų nėra arba jos orientuotos išilgine kryptimi.
3. Greitėjant		Dryžiai, lyginant su laisvo slydimo pėdsakais, išsidėstę stačiu kampu, kuris gali charakterizuoti automobilio pasisukimo intensyvumą.

Laisvai PT slystančio ir greitėjančio automobilio pėdsako zonoje pastebimi įstriži dryžiai (1.3 lentelė, 1). Padangos pėdsakas gali būti panaudotas nustatant vairuotojo veiksmus slydimo metu, nes ryškaus pėdsako makroanalizė pagal paliekamų rėžių kampus slydimo krypties atžvilgiu leidžia spręsti apie padangos ĮRK ir vairuojamųjų ratų pasukimo kampą (Beauchamp *et al.* 2009). Pėdsake identifikavus atsikartojančių rėžių dažnį pagal padangos santykinį slydimą galima nustatyti stabdymo intensyvumą.

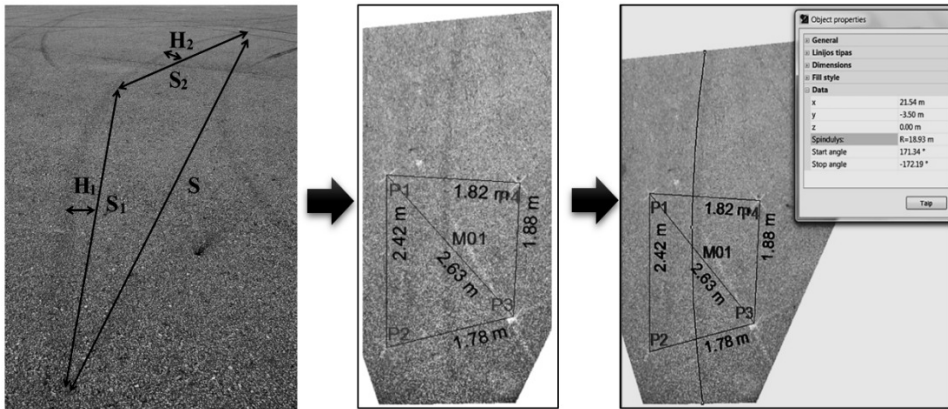
Žinant atskirus trajektorijos taškus kreivės aproksimuojamos vientisai trajektorijai sudaryti (Hadi, Sabah 2014). Išbandyti mažiausių kvadratų, tiesinės ir netiesinės regresijos, linearizacijos metodai pritaikyti vaizdo duomenims apdoro, nustatant tikslias automobilių judėjimo trajektorijas.

Daugianariais aprašomos tariamos judėjimo trajektorijos, kurių parametrai naudojami matematiniam automobilio modelyje kaip autonominių automobilių valdymą kontroliuojantys įvesties duomenys (Ho *et al.* 2007).

#### 1.4.2. Vaizdų analizės metodai pėdsakams tirti

Tobulinant matavimo metodus ir taupant laiką po eismo įvykio, automobilių paliekami pėdsakai fiksuojami fotoaparatais, o vaizdai analizuojami vėliau (Wang, Liu 2008). Realiesiems atstumams atkurti iš užfiksuotų vaizdų taikomi fotogrametrijos principai. Atkuriant vaizdus paklaidas mažina fotografavimas kuo statesniu kampu ir žinomi atstumai iki objekto, o tai vėl grąžina prie matavimo. Fotogrametrijos metodu atkurtų atstumų tikslumas priklauso nuo žinomų taškų skaičiaus (Du *et al.* 2009). Žinant 4 taškus atstumai atstatomi 6–9 % tikslumu, o taškų skaičių padidinus iki 16, pasiekama vos 1 % paklaida. Paklaidas taip pat veikia užfiksuojamo paviršiaus reljefas ir paties vaizdo kokybė. Automobilių deformacijoms nustatyti taikomas trijų dimensijų (3D) fotogrametrijos metodas, tačiau šiam metodui reikalingos mažiausiai du to paties objekto vaizdai ir ypač didelę reikšmę tikslumui turi fotografavimo kampas (Du *et al.* 2009).

Automatiniam vaizdų ir reikiamų atstumų juose atkūrimui naudojama kompiuterinė programa *PC-Rect*. Trajektorijos spindulys nustatomas trimis vaizdų analizės etapais (1.6 pav.). Analizuojant pasirinktą pėdsaką, ant kelio dangos rekomenduojama žinomais atstumais pažymėti keturis taškus. Taškai turi būti ryškūs, kad būtų matomi užfiksuotame vaizde. Vaizdas programoje *PC-Rect* rektifikuojamas atkuriant atstumus tarp nurodytų taškų. Atkurtas vaizdas paruoštas toliau analizuoti, t. y. pėdsako parametrus matuoti. Ieškomas trajektorijos spindulys gali būti nustatytas naudojant kreivių pritaikymo algoritmus, vėliau nustatant gautos kreivės spindulį.



1.6 pav. Trajektorijos spindulio nustatymas rektifikuojant vaizdą  
Fig. 1.6. Determination of trajectory radius using image rectification

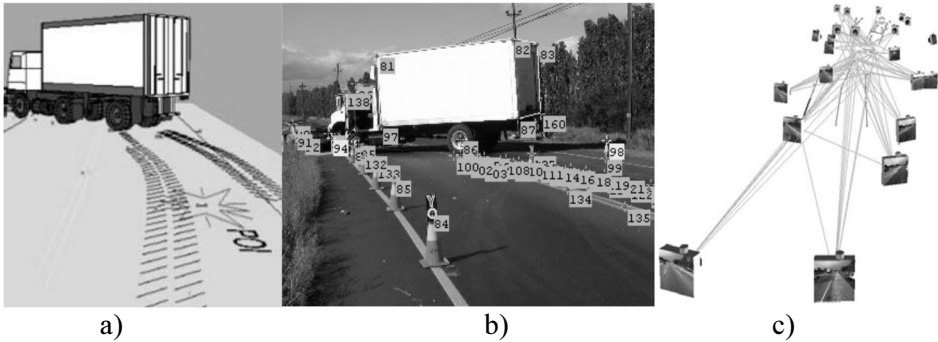
Šis spindulio nustatymo metodas taip pat nėra patogus ir tikslus, nes eismo įvykio vietoje reikia pažymėti charakteringuosius taškus ir išmatuoti bei užfiksuoti patį vaizdą. Naudojama programa nesuteikia galimybės sujungti vaizdų, norint nagrinėti ilgesnį, atskirais nuodugniais vaizdais užfiksuotą trajektorijos vaizdą.

Tiesiems stabdymo pėdsakų parametrams nustatyti naudojamas automatinis vaizdų analizės metodas užtrunka 3 minutes vienam vaizdui ir tai yra 2–3 kartus trumpiau, lyginant su rankine analize (Wang, Liu 2008). Pėdsako atkarpos ilgiui, pločiui, šviesiems ir tamsiems ruožams nustatyti naudojamas segmentavimo ir vaizdo histogramos sudarymo metodas nepadidina matuojamų parametrų tikslumo, pėdsakas turi būti fiksuojamas stačiuoju kampu, šoninio slydimo pėdsakams šis algoritmas nepritaikytas.

Moderni ir daug fiksuojamos erdvės atpažinimo funkcijų turinti lazerinė 3D skenavimo technologija gali tiksliai perteikti vaizdo informaciją (Pagounis *et al.* 2006). Suvedus papildomus duomenis apie aplinkos parametrus ir charakteringuosius dydžius, galima atlikti programuojamus skaičiavimus, tačiau tai brangi ir dar tobulinama technologija.

Atliktas kameros objektyvo iškraipymo įtakos fiksuojamam objektui tyrimas parodė net iki 22,2 % perskaičiuoto pėdsako trajektorijos paklaidą, todėl fotogrametrijoje naudojamos kameros privalo būti periodiškai kalibruojamos (Neale *et al.* 2011). Automatinio kalibravimo metodai gali būti įtraukiami į nuoseklų fotografavimo procesą (Fraser 2006, Fraser *et al.* 2008). Tais atvejais naudojama papildoma programinė įranga *iWitness*, kuri realiuoju laiku fiksuojant eismo įvykio aplinką kaupia ir tarpusavyje susieja gaunamus vaizdus (1.7 pav.). Sistema veikia netiksliai, kai reikia sujungti didesniame plote išsidėsčiusius objektus. Be

to, analizuojant *iWitness* programos veikimą nustatyti šie trūkumai: ribotas vartotojų prisijungimas, ribotas fiksuojamų fizinių įrodymų kategorijų skaičius (Hamzah *et al.* 2010).



**1.7 pav.** Eismo įvykio vietos vaizdų fiksavimas: a) bendras vaizdas; b) atskirų objektų išskyrimas; c) atskirų vaizdų fiksavimo seka

**Fig. 1.7.** Fixation of road accident scene: a) general view; b) objects separation; c) sequence of separate views fixation

Charakteringųjų taškų poreikis ir netikslus atkuriamo paviršiaus aptikimas skatina fotogrametrijos metodą papildyti korekcijomis, numatytomis kompiuterinės programos algoritme (Bernat, Tokarczyk 2013). Projektinės transformavimo matricos koeficientų ekstrapoliavimas į platesnį plotą padidina transformavimo paklaidas, todėl fotogrametrijos procese neišvengiama žmogiškojo įsikišimo derinant vaizdų sujungimą.

## 1.5. Pirmojo skyriaus išvados ir disertacijos uždavinių formulavimas

Atlikus automobilio dinamikos, susijusios su judėjimo posūkio trajektorija, tyrimų apžvalgą pastebima, kad tiriant avaringumo priežastis turi būti taikomos pažangios priemonės, o eksperimentais atkartojant konkrečias sąlygas naudotinos simuliacinės sistemos. Po eismo įvykio nustatant pradinis automobilio judėjimo parametrus pagrindiniai skaičiavimo duomenys gaunami iš įvykio vietos. Siekiant, kad posūkio trajektorija išslydusio automobilio tyrimas būtų atliktas tiksliai, svarbus uždavinys yra išvengti duomenų surinkimo netikslumų ir tinkamiausiu metodu nustatyti reikiamus slydimo pėdsako trajektorijos parametrus.



Atlikus mokslinės literatūros analizę, pastebėta:

1. Atliekant automobilio skersinės dinamikos tyrimus daug dėmesio skiriama matematiniam judėjimo aprašymui, kritinių judėjimo režimų, kurie įvertina automobilio virtimo ir slydimo sąlygas, nustatymui, tačiau jie nesiejami su eismo įvykių ekspertinėje veikloje naudojamais padangų pėdsakais arba vairuotojo veiksmiais stabilizuojant automobilio judėjimą.
2. Tyrimais nustatyta, kad posūkyje automobilį veikiant didesniais kaip 0,4 g skersiniam pagreičiui dėl padangų ir pakabos netiesinių charakteristikų atsiranda papildomų pasipriešinimo jėgų, todėl, prognozuojant automobilio judėjimą šoninio slydimo sąlygomis, būtinas metodikos validavimas eksperimentiniais tyrimais.
3. Atliekant automobilių dinamikos, konstrukcijos patikimumo ar vairuotojų savybių tyrimus, naudojamieji pageidaujamas sąlygas sukuriantys simulatoriai ribotai atitinka realias sąlygas ir nėra bandoma kurti arba ištirti realiomis sąlygomis veikiančių sistemų, kurios kompleksškai praplėstų vairuotojų ir automobilio dinamikos tyrimų sritis.
4. Automobilio šoninio slydimo trajektorijai atkurti naudojamų parametrų tiesioginio matavimo metodai neužtikrina patikimumo ir yra riboto pritaikomumo. Viršijus 60° automobilio ĮRK arba tarp priekinio ir galinio ratų paliekamų pėdsakų esant didesniais kaip ketvirčiui automobilio bazės atstumui, žinomos pradinio greičio skaičiavimo metodikos netinka.
5. Eismo įvykio vietos fiksavimo vaizdų analize grindžiamas fotogrametrijos metodas taikomas bendram vaizdai suformuoti, tačiau, remiantis naudojamomis kompiuterinėmis programomis ar apdorojimo algoritmais, nėra pritaikytas tiksliam padangų trajektorijos parametrų nustatymui, o galimos paklaidos siekia iki 22 %.

Atsižvelgus į suformuluotas atliktos analizės išvadas, numatomos pagrindinės šio darbo kryptys:

1. Sukurti automobilio slydimo sistemą kaip simuliacinį įrenginį, imituojantį skirtingo kibumo kelio sąlygomis arba šiomis sąlygomis per dideliu greičiu slydimo režimu judantį automobilį.
2. Sudaryti automobilio su slydimo sistema bendrąją judėjimo dinamiką aprašantį matematinį modelį ir teoriškai bei eksperimentiniais tyrimais įvertinti jo pritaikymo tyrimams galimybes.
3. Sudaryti automobilio kritinio greičio nustatymo algoritmą, pagal kurį būtų identifikuojamas pradinis šoninio slydimo momentas, kai vairuotojas dar turi techninę galimybę suvaldyti automobilį.

4. Naudojant fotogrametrijos principus sukurti padangų slydimo pėdsakų trajektorijos ir jos parametrų nustatymo metodiką.
5. Eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo duomenis panaudoti automobilio pradinio greičio ir slydimo trajektorijos parametrus siejančiam regresiniam modeliui sudaryti.

---

## Automobilio su slydimo sistema dinaminių parametų modeliavimas ir analizė

Šiame skyriuje nagrinėjama sukurtos automobilio slydimo sistemos konstrukcija ir veikimas. Sudaromas 22 laisvės laipsnių automobilio su ASS matematinis modelis, pritaikytas automobilio judėjimui slydimo režimu analizuoti. Tariama, kad ASS rėmas nesideformuoja ir hidraulinių cilindrų eigos yra minimalios, todėl modelyje tai neįvertinama.

Skyriaus tematika paskelbtos keturios publikacijos (Žuraulis, Sokolovskij 2015; Žuraulis *et al.* 2014; Žuraulis, Levulytė 2014; Levulytė *et al.* 2014).

### 2.1. Automobilio slydimo sistemos veikimas ir taikymas

Automobilio slydimo sistema (ASS) yra prie automobilio tvirtinama konstrukcija, suteikianti galimybę keisti automobilio ratų kibumo su kelio danga sąlygas

(2.1 pav.). Pasaulyje (JAV, Kanadoje, Švedijoje) ši sistema naudojama kaip realiomis automobilio valdymo sąlygomis veikiantis vairavimo įgūdžių gerinimo simulatorius. Jokių detalių tyrimų apie automobilio su ASS dinامينius parametrus nėra atlikta. Todėl šiam tikslui Vilniaus Gedimino technikos universitete Automobilų transporto katedroje, išlaikant pagrindinius veikimo principus ir savybes, buvo sukurta ir sukonstruota tokia ASS.

Pagrindinė automobilio slydimo sistemos paskirtis – imituoti važiavimo sąlygas slidžiu kelio paviršiumi. Nepriklausomai nuo esamų kelio sąlygų reguliuojant padangos vertikaliąją jėgą keičiamas kibumas ir automobiliui lengviau suteikiama slydimo galimybė. Šis pusiau realus simulatorius naudojamas vairavimo įgūdžiams tobulinti. Taip pat sistema gali būti pritaikoma atliekant automobilio stabilumo, įvairių judėjimo modeliavimo, padangų darbo charakteristikų, aktyviojo saugumo sistemų ir vairuotojų psichofiziologinius tyrimus.



**2.1 pav.** Automobilio slydimo sistema: 1 – bendrasis vaizdas; 2 – valdymo pultas automobilio salone; 3 – hidraulinė stotelė bagažinėje

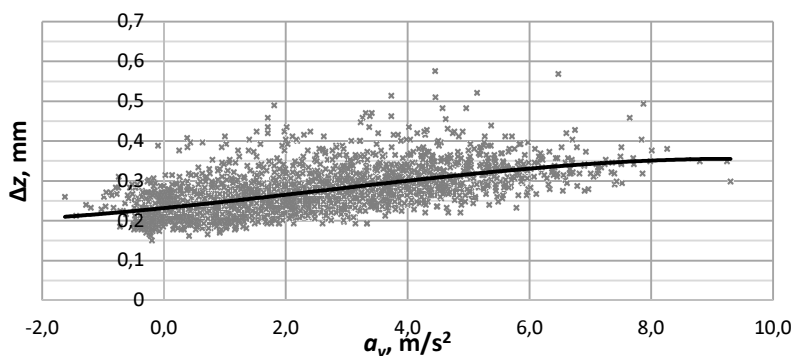
**Fig. 2.1.** Vehicle skidcar system: 1 – general view; 2 – control panel in vehicle passenger compartment; 3 – hydraulic station in luggage compartment

Sistemos veikimo principas pagrįstas automobilio ratams tenkančių atramiųjų reakcijų reguliavimu. Vairuotojas arba keleivis salone esančiu valdymo pultu siunčia signalus į automobilio bagažinėje sumontuotą hidraulinę stotelę. Hidraulinė stotelė susideda iš hidraulinės alyvos talpyklos (5 l tūrio), hidraulinio siurblio, varomo 12 V elektros variklio, ir aštuonių elektromagnetinių vožtuvų. Signalą gavęs vožtuvas atsidaro ir tuo pat metu aktyvintas siurblys didina slėgį numatytame hidrauliniame kanale. Kiekvienas kanalas jungiamas su atitinkamu vertikaliai tvirtinamu hidrauliniu cilindru. Pagrindinės sukurtos ASS techninės charakteristikos pateiktos 2.1 lentelėje.

**2.1 lentelė.** Sukurtos automobilio slydimo sistemos techninės charakteristikos**Table 2.1.** Technical specifications of the made skidcar system

Masė	290 kg
Sunkio centro padėtis: atstumas nuo kelio paviršiaus	250 mm
atstumas nuo priekinių ASS ratų	1750 mm
atstumas nuo kairės pusės ratų	1540 mm
Masių inercijos momentai: $x / y / z$ ašių atžvilgiu	556 / 1161 / 777 kg·m <sup>2</sup>
Ratų bazė	4030 mm
Priekinė / galinė tarpvėžė	2990 mm
Iškyša nuo automobilio priekinės / galinės ašies	480 / 920 mm
Atstumas nuo tvirtinimo iki rato ašies	210 mm
Hidraulinio cilindro eiga	200 mm
Hidraulinio cilindro eigos greitis	apie 15 mm/s
Padangos: matmenys, gamintojas, amžius, protektoriaus rašto gylis, gumos kietumas	16,5×6,5–8, <i>Deli tire trailer service</i> , 5 m., 4 mm, 65 %

Prie kiekvieno sistemos cilindro koto tvirtinamas ratas su pneumatine padanga. Šie ratai gali laisvai suktis apie vertikaliąją ašį tvirtinimo vietoje. Kiekvieno cilindro eiga, automobilį veikiant skersinėms jėgoms, riboja sumontuoti hidrauliniai užraktai. Cilindro eigos priklausomybė nuo skersinio pagreičio (2.2 pav.) rodo judėjimo laisvės ribotumą, todėl sudaromame matematiniame modelyje hidrauliniai procesai į neįtraukiami. Net pasiekus 9 m/s<sup>2</sup> skersinį pagreitį cilindro eiga neviršija 0,1 mm, todėl atliekant tyrimus tokios paklaidos reikšmingos įtakos rezultatams nesudaro.



**2.2 pav.** Hidraulinio cilindro vertikalios eigos kitimas  
**Fig. 2.2.** Change of vertical stroke of hudraulic cylinder



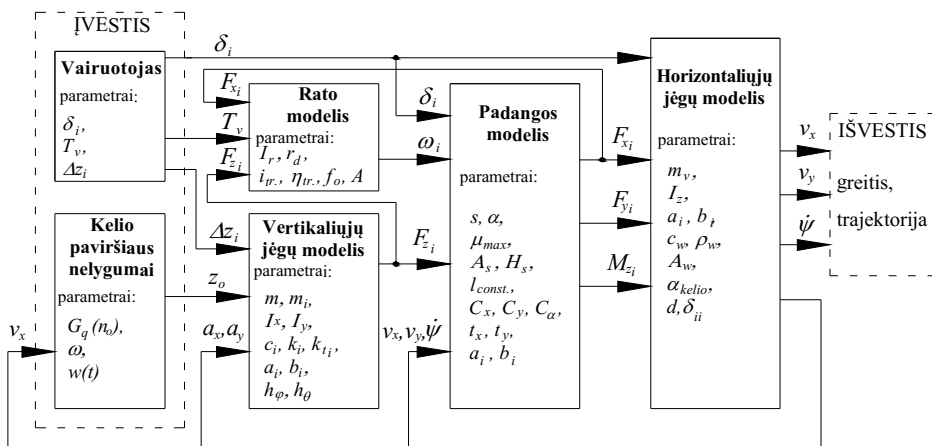
ASS pakėlimo padėtys parinktos suskaidant ir priderinant pagal automobilį ASS darbinę pakėlimo eigą. Modelyje hidraulinio cilindro padėtis nustatoma parenkant dydį  $\Delta z_{ii}$ , kuris vertikaliame modelyje atitinka ASS rato pakėlimo aukštį.

Statiniam vertikaliųjų jėgų matavimui naudotos mobilios ašinės svarstyklės *Dini-Argeo*, kurių vienos platformos matavimo padalos vertė – 1,96 N, didžiausia jėga – 11,77 kN.

Padangų vertikaliųjų jėgų mažinimas sumažina ir skersines kontaktines jėgas, todėl šiuolaikinių automobilių pakabų konstrukcijos ir veikimą kontroliuojančios sistemos tobulinamos kuriant kintamojo standumo ir slopinimo charakteristikų elementus (Xu, Ahmadian 2013).

## 2.2. Automobilio su slydimo sistema 22 laisvės laipsnių matematinis modelis

Sudaromas 22 l. l. automobilio modelis leidžia analizuoti automobilio judėjimą priklausomai nuo šių modelio įvesties parametrų: vairo pasukimo kampo, variklio traukos momento, kelio parametrų. Pirmieji du parametrai atstoja vairuotojo veiksmus, o keliui parenkamas nelygumų aukštis ir paviršiaus kibumo savybės. Bendrą automobilio modelį sudaro tarpusavyje susietos atskiros jo dalys: vertikaliųjų jėgų, rato, padangos ir horizontaliųjų jėgų modeliai (2.4 pav.).



2.4 pav. Automobilio su slydimo sistema modelio ryšiai ir pagrindiniai parametrai

Fig. 2.4. Links and main parameters of model of a vehicle with skidcar system

Sudarytas matematinis modelis nuo kitų literatūroje randamų automobilio modelių išsiskiria ASS ratų judėjimą ir pasipriešinimo jėgas atitinkančių priklausomybių įvertinimu, kas prie 14 tokio tipo automobilio matematiniams modeliams būdingų l. l. prideda dar 8.

Modelyje įvedamas variklio traukos momentas perskaičiuojamas varantiejiems ratams ir rato modelyje gaunamas kampinis greitis, pagal kurį padangos modelyje paskaičiuojamas santykinis išilginis slydimas. Vairuojamųjų ratų pasukimo kampai padangos modelyje naudojami šių ratų ĮRK skaičiuoti. Vertikaliųjų jėgų modelyje pagal kelio nelygumo aukščius, tenkančius kiekvienam ratui, ir AM svyravimus skatinančius išilginį ir skersinį pagreičius apskaičiuojamos ratų normalinės jėgos. Gauti ratų slydimai ir normalinės jėgos padangos modelyje naudojami išilginėms ir skersinėms kontaktinėms jėgoms bei tiesinimo momentams generuoti, o šie pagal vairuojamųjų ratų pasukimo kampus ir automobilio padėtį statomi į automobilio atžvilgiu išilginio, skersinio ir sukamojo judesio lygtis. Sistema veikia sujungus bendro modelio kintamuosius, o automobilio važiavimo greičiui ir trajektorijai nustatyti reikiami parametrai gaunami horizontaliųjų jėgų modelio dalyje.

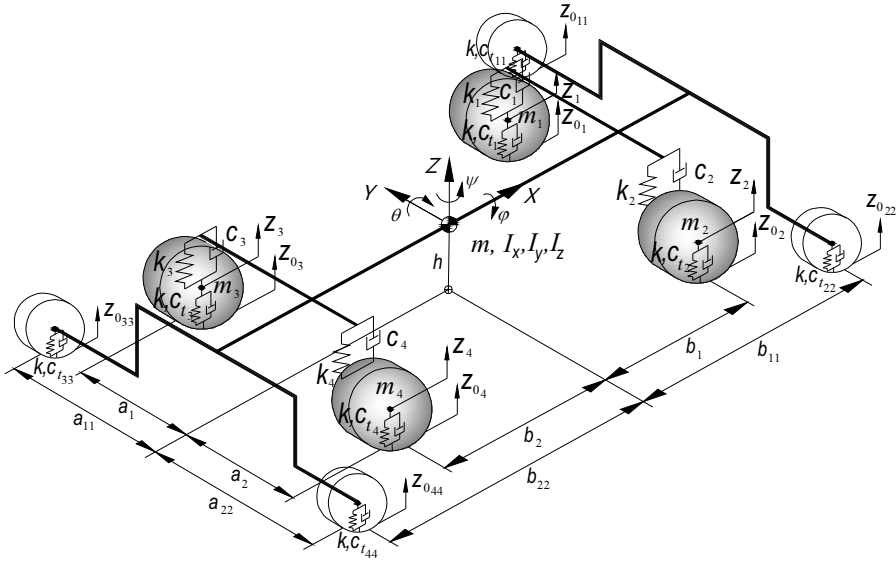
## 2.3. Automobilio su slydimo sistema vertikaliųjų jėgų modelis

Tolesnei ASS analizei sudaromas septynių l. l. vertikaliųjų jėgų modelis. Šis modelis leis įvertinti ASS įtaką natūraliam automobilio judėjimui. Šio modelio schema pateikiama 2.5 paveiksle.

Vertikaliųjų jėgų modelis aprašo atskirų masių judėjimą priklausomai nuo kelio nelygumo žadinimo ir nuo veikiančių išilginių bei skersinių jėgų. Šiame modelyje automobilio kėbulą su jame montuojamomis sistemomis, vairuotoju, keleiviais ar kroviniu įprasta vadinti amortizuotąja mase, o ratus su prie jų esančiomis sistemomis (stabdžiai, dalis pakabos ir transmisijos) – neamortizuotomis masėmis. Kaip aprašyta 2.1 poskyryje, ASS konstrukcija tvirtinama prie automobilio kėbulo. Dėl to padidėja amortizuotos masės svorio jėga ir pasikeičia kelio nelygumų poveikis.

Vertikaliųjų jėgų modeliui priskiriami 7 l. l.: keturių neamortizuotų masių vertikalios eigos  $z_{1,2,3,4}$  ir amortizuotos masės vertikali eiga  $z$  bei svyravimai apie automobilio išilginę ir skersinę ašis  $\varphi$ ,  $\theta$  (Sulaiman *et al.* 2012).





2.5 pav. Automobilio su slydimo sistema vertikaliųjų jėgų modelio schema

Fig. 2.5. Scheme of vertical model of a vehicle with skidcar system

Vertikaliųjų jėgų modelis skaičiuojant laikomas kaip dinaminė virpesių sistema (2.5 pav.). Automobilio sunkio centre fiksuota koordinačių sistema atitinka ISO 8855 standartą. Dinaminės sistemos judėjimo lygtys, taikant Lagranžo antrojo laipsnio lygtį, užrašomos taip:

$$\begin{aligned}
 m\ddot{z} = & -mg - c_1\dot{z}_{z-1} - c_2\dot{z}_{z-2} - c_3\dot{z}_{z-3} - c_4\dot{z}_{z-4} \\
 & -k_1z_{z-1} - k_2z_{z-2} - k_3z_{z-3} - k_4z_{z-4} \\
 & -c_{t11}\dot{z}_{11-0} - c_{t22}\dot{z}_{22-0} - c_{t33}\dot{z}_{33-0} - c_{t44}\dot{z}_{44-0} \\
 & -k_{t11}z_{11-0} - k_{t22}z_{22-0} - k_{t33}z_{33-0} - k_{t44}z_{44-0},
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

$$\begin{aligned}
 I_x\ddot{\phi} = & -c_1a_1\dot{z}_{z-1} - c_2a_2\dot{z}_{z-2} - c_3a_1\dot{z}_{z-3} - c_4a_2\dot{z}_{z-4} \\
 & -k_1a_1z_{z-1} - k_2a_2z_{z-2} - k_3a_1z_{z-3} - k_4a_2z_{z-4} \\
 & -c_{t11}a_{11}\dot{z}_{11-0} - c_{t22}a_{22}\dot{z}_{22-0} - c_{t33}a_{11}\dot{z}_{33-0} - c_{t44}a_{22}\dot{z}_{44-0} \\
 & -k_{t11}a_{11}z_{11-0} - k_{t22}a_{22}z_{22-0} - k_{t33}a_{11}z_{33-0} - k_{t44}a_{22}z_{44-0} \\
 & -ma_y \cdot h_\varphi \cdot \cos \varphi + mg \cdot h_\varphi \cdot \sin \varphi,
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

$$\begin{aligned}
I_y \ddot{\theta} = & -c_1 b_1 \dot{z}_{z-1} - c_2 b_1 \dot{z}_{z-2} - c_3 b_2 \dot{z}_{z-3} - c_4 b_2 \dot{z}_{z-4} \\
& -k_1 b_1 z_{z-1} - k_2 b_1 z_{z-2} - k_3 b_2 z_{z-3} - k_4 b_2 z_{z-4} \\
& -c_{i11} b_{11} \dot{z}_{11-0} - c_{i22} b_{11} \dot{z}_{22-0} - c_{i33} b_{22} \dot{z}_{33-0} - c_{i44} b_{22} \dot{z}_{44-0} \\
& -k_{i11} b_{11} z_{11-0} - k_{i22} b_{11} z_{22-0} - k_{i33} b_{22} z_{33-0} - k_{i44} b_{22} z_{44-0} \\
& -m a_x \cdot h_\theta \cdot \cos \theta - m g \cdot h_\theta \cdot \sin \theta,
\end{aligned} \tag{2.3}$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = c_1 \dot{z}_{z-1} + k_1 z_{z-1} - c_{i1} \dot{z}_{1-0} - k_{i1} z_{1-0} - m_1 g, \tag{2.4}$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = c_2 \dot{z}_{z-2} + k_2 z_{z-2} - c_{i2} \dot{z}_{2-0} - k_{i2} z_{2-0} - m_2 g, \tag{2.5}$$

$$m_3 \ddot{z}_3 = c_3 \dot{z}_{z-3} + k_3 z_{z-3} - c_{i3} \dot{z}_{3-0} - k_{i3} z_{3-0} - m_3 g, \tag{2.6}$$

$$m_4 \ddot{z}_4 = c_4 \dot{z}_{z-4} + k_4 z_{z-4} - c_{i4} \dot{z}_{4-0} - k_{i4} z_{4-0} - m_4 g. \tag{2.7}$$

čia  $h_\varphi$  – atstumas nuo automobilio sunkio centro iki SAIA ašies;  $h_\theta$  – atstumas nuo automobilio sunkio centro iki SASA ašies;  $z_{z-i}$ ,  $z_{i-0}$ ,  $z_{ii-0}$  – atitinkamai automobilio pakabos, padangos ir ASS padangos deformacija:

$$z_{z-1} = z - z_1 + a_1 \varphi - b_1 \theta, \tag{2.8}$$

$$z_{z-2} = z - z_2 - a_2 \varphi - b_1 \theta, \tag{2.9}$$

$$z_{z-3} = z - z_3 + a_1 \varphi + b_2 \theta, \tag{2.10}$$

$$z_{z-4} = z - z_4 - a_2 \varphi + b_2 \theta, \tag{2.11}$$

$$z_{i-0} = z_i - z_{0i}, \tag{2.12}$$

$$z_{11-0} = z - (z_{011} + \Delta z_{11}) + a_{11} \varphi - b_{11} \theta, \tag{2.13}$$

$$z_{22-0} = z - (z_{022} + \Delta z_{22}) - a_{22} \varphi - b_{11} \theta, \tag{2.14}$$

$$z_{33-0} = z - (z_{033} + \Delta z_{33}) + a_{11} \varphi + b_{22} \theta, \tag{2.15}$$

$$z_{44-0} = z - (z_{044} + \Delta z_{44}) - a_{22} \varphi + b_{22} \theta, \tag{2.16}$$

čia  $z_{0i,0ii}$  – vertikaliojo poslinkio žadinimas dėl kelio nelygumo atitinkamai automobilio ir ASS ratui;  $\Delta z_{ii}$  – ASS rato pakėlimo aukštis. Kiti modelio parametrai ir jų reikšmės pateikiami 2.3 lentelėje.

**2.3 lentelė.** Vertikaliųjų jėgų modelio parametrai**Table 2.3.** Parameters of the vertical model

Modelio parametras	Žymėjimas, dimensija	Reikšmė
AM	$m$ , kg	1150
Priekinės NAM	$m_1, m_2$ , kg	40
Galinės NAM	$m_3, m_4$ , kg	35
Bendra automobilio AM su ASS	$m_v$ , kg	1440
Automobilio masių inercijos momentas apie išilginę ašį	$I_x$ , kg·m <sup>2</sup>	1073
Automobilio masių inercijos momentas apie skersinę ašį	$I_y$ , kg·m <sup>2</sup>	2499
Automobilio masių inercijos momentas apie vertikaliąją ašį	$I_z$ , kg·m <sup>2</sup>	2883
Pakabos slopinimo koeficientas	$c_i$ , Ns/m	2088
Pakabos standumo koeficientas	$k_i$ , N/m	18 557
Automobilio padangos standumo koeficientas	$k_{ti}$ , N/m	140 000
ASS padangos standumo koeficientas	$k_{tii}$ , N/m	220 000
Automobilio padangos slopinimo koeficientas	$c_{ti}$ , Ns/m	100
ASS padangos slopinimo koeficientas	$c_{tii}$ , Ns/m	200
Atstumas skersine kryptimi nuo automobilio sunkio centro iki ASS rato	$a_{11}, a_{22}$ , m	1,5
Atstumas skersine kryptimi nuo automobilio sunkio centro iki automobilio rato	$a_1, a_2$ , m	0,74
Atstumas išilgine kryptimi nuo automobilio sunkio centro iki ASS priekinio rato	$b_{11}$ , m	1,658
Atstumas išilgine kryptimi nuo automobilio sunkio centro iki ASS galinio rato	$b_{22}$ , m	2,345
Atstumas išilgine kryptimi nuo automobilio sunkio centro iki automobilio priekinio rato	$b_1$ , m	1,32
Atstumas išilgine kryptimi nuo automobilio sunkio centro iki automobilio galinio rato	$b_2$ , m	1,29

Automobilio su ASS masių inercijos momentai nustatyti naudojant Heigenso ir Šteinerio teoremą sumuojant automobilio ir ASS masių inercijos momentus, kurie gauti atitinkamai iš programos *PC–Crash* duomenų bazės ir nubraižyto modelio *SolidWorks* programa.

Automobilio ir ASS padangų standumo reikšmės nustatomos eksperimentiškai veikiant vertikaliają jėgą ir matuojant deformaciją (Kulikowski, Szpica 2014). Padangų slopinimo reikšmės parinktos pagal literatūroje naudojamų panašių išmatavimų ir standumo padangas (Genta, Morello 2009; Heiβing, Ersoy 2011).

Kelio nelygumų aukštis yra svarbus vertikalaus modelio įvesties parametras, bendram automobilio modeliui suteikiantis realias veikimo sąlygas (Reza-Kashyzadeh *et al.* 2013).

Išilginio kelio profilio paviršiaus nelygumo klasifikacija pateikiama tarptautiniame standarte ISO 8608. Šiai klasifikacijai naudojamas dydis, vadinamas nelygumo galios spektriniu tankiu (PSD). Dydis, rodantis nelygumų dydžio mažėjimą didėjant bangos ilgiui, skaičiuojamas taip (Feng *et al.* 2013):

$$G_q(n) = G_q(n_o) \left( \frac{n}{n_o} \right)^{-\omega}. \quad (2.17)$$

čia  $n$  – ciklinis dažnis ( $n_o = 0,1$  cikl./m);  $\omega$  – kelio paviršiaus banguotumas ( $1,75 \leq \omega \leq 2,25$ );  $G_q(n_o)$  – kelio paviršiaus nelygumo laipsnis.

Kelio paviršiaus nelygumo laipsnis pagal kelio klasę, remiantis ISO 8608 standartu parenkamas, iš 2.4 lentelės.

**2.4 lentelė.** Kelio klasifikavimas pagal paviršiaus nelygumo laipsnį

**Table 2.4.** Road classification accordint to the degree of roughness

Kelio klasė	Nelygumo laipsnis $G_q(n_o) \cdot 10^{-6}$ , m <sup>2</sup> /(cikl./m)		
	apatinė riba	vidurkis	viršutinė riba
A (labai geras)	–	16	32
B (geras)	32	64	128
C (vidutinis)	128	256	512
D (blogas)	512	1024	2048
E (labai blogas)	2048	4096	8192

Vertikaliųjų jėgų modelyje naudojamas kelio nelygumo aukštis, kurio kitimas laiko momentu išreiškiamas pagal šią išraišką (Zhang *et al.* 2007):

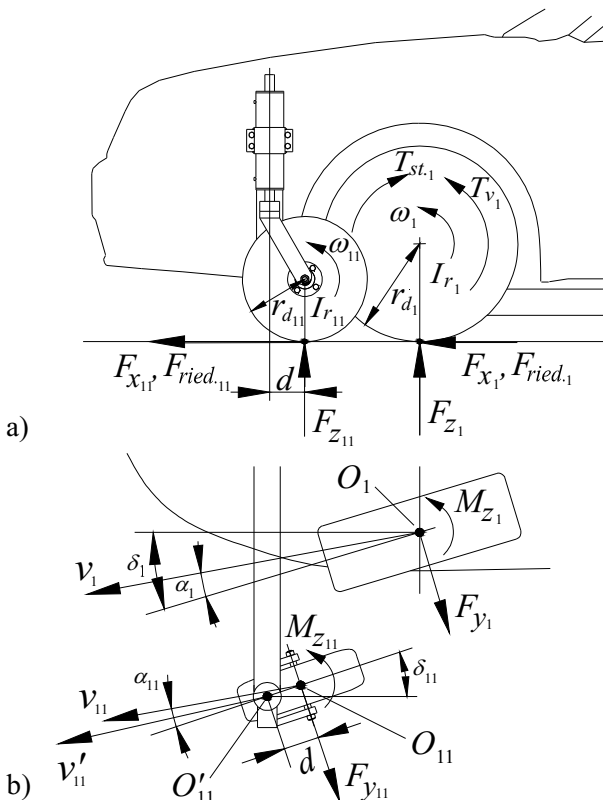
$$\dot{z}_o(t) = -2\pi v_{x_i}(t) n_o z_o(t) + w(t) \sqrt{G_q(n_o) v_{x_i}(t)}, \quad (2.18)$$

čia  $v_{x_i}(t)$  – atitinkamo rato išilginis greitis;  $w(t)$  – pastovus spektrinis tankis.

Pastovaus spektrinio tankio signalas yra absoliučiai atsitiktinis ir nekoreliuotas, jis nepriklauso nuo dažnio begaliniame dažnių intervale. Toks signalas tinkamas matematiniam kelio paviršiaus nelygumo aukščiui formuoti, nes kiekviena nauja signalo vertė nepriklauso nuo anksčiau buvusios.

## 2.4. Rato modelis

Rato modeliu nustatomi ratų kampiniai greičiai priklausomai nuo sukimo momento arba stabdymo momento, perduodamo iš variklio per transmisiją, todėl kiekvienas ratas bendram automobilio modeliui prideda po vieną l. l.  $\omega_{1,2,3,4}$  ir  $\omega_{11,22,33,44}$  (2.6 pav.).



2.6 pav. Automobilio su slydimo sistema rato modelio schema:

a) vaizdas iš šono; b) vaizdas iš viršaus

Fig. 2.6. Scheme of wheel model for a vehicle with skidcar system:

a) side view; b) top view

Modelio išraiškose taip pat naudojamos padangų generuojamos kontaktinės jėgos su neigiamu ženklu ir riedėjimo pasipriešinimas (Majdoub *et al.* 2012):

$$I_{r_i} \dot{\omega}_i = T_v i_{tr} \eta_{tr} - T_{st} - F_{x_i} r_{d_i} - F_{ried_i} r_{d_i}, \quad (2.19)$$

$$I_{r_{ii}} \dot{\omega}_{ii} = -F_{x_{ii}} r_{d_{ii}} - F_{ried_{ii}} r_{d_{ii}}, \quad (2.20)$$

čia  $T_v$  – variklio sukimo momentas;  $i_{tr}$  – transmisijos perdavimo skaičius;  $\eta_{tr}$  – transmisijos naudingumo koeficientas;  $T_{st}$  – stabdymo atveju ratui tiekiamas stabdymo momentas;  $F_x$  – padangos modelyje generuojama išilginė kontaktinė jėga;  $r_d$  – rato dinaminis spindulys;  $I_r$  – rato inercijos momentas;  $F_{ried}$  – atitinkamo rato riedėjimo pasipriešinimo jėga:

$$F_{r_i} = F_{z_i} \cos \alpha_{kelio} f_o \left(1 + A v_x^2\right), \quad (2.21)$$

čia  $F_z$  – rato atraminė reakcija, nustatoma vertikaliame modelyje;  $\alpha_{kelio}$  – išilginis kelio nuolydžio kampas;  $f_o$  – riedėjimo pasipriešinimo koeficientas (Jazar 2008);  $A$  – empirinis riedėjimo pasipriešinimo pataisos koeficientas;  $v_x$  – automobilio važiavimo greitis išilgine kryptimi, gaunamas horizontaliųjų jėgų modelyje.

Atskiras kiekvieno rato kampinių greičių skaičiavimas užtikrina variklio perduodamo sukimo momento proporcingą dalijimą. Modeliuojant pasirinktą automobilį galiniams ratams variklio sukimo momentas nenaudojamas.

## 2.5. Padangos modelis

Nemodeliuojant automobilio pakabos kinematikos, bet žinant padangos slydimo dinamiką, kontaktinės jėgos gali būti nustatomos naudojant HSRI pasiūlytą modelį. Mokslininkai L. Segel, H. Dugoff ir P. Favcher sukūrė padangos modelį, kuriame įvertinama: normalinė jėga, išilginis santykinis slydimas, išilginis ir kampinis kontakto standumas, sankibos koeficientas. JAV mokslininkas Dugoff 1969 m. suformulavo pirmines šio modelio išraiškas, kurios buvo tobulinamos ir papildytos kintančiomis atraminėmis reakcijomis ir atstatymo apie  $z$  ašį momento nustatymu. HSRI padangos modelyje suformuluotos matematinės išraiškos leidžia gana tiksliai nustatyti kontaktines jėgas ir atstatymo apie  $z$  ašį momentą naudojant palyginti nedaug parametrų. Kelio paviršiui charakterizuoti naudojama didžiausia trinties koeficiento reikšmė  $\mu_{\max}$  ir jos mažėjimo koeficientas  $A_s$ .

### 2.5.1. Padangos slydimo parametrai

Fizikinė modelio samprata pagrįsta padangos išilginės ir skersinės kontaktinės jėgos skaičiavimu pagal sąlyčio zoną, kurioje išskiriamos deformuotos slystančios

ir su keliu sąveikaujančios sritys. Kontaktinės jėgos nustatomos atskyrus šią sąveikaujančią sritį ir ją siejant su įstrižojo riedėjimo kampu.

Padangos kontaktinės jėgos skaičiuojamos pagal išilginio santykinio slydimo ir įstrižojo riedėjimo kampo reikšmes (Schramm *et al.* 2014):

$$s_i = \frac{\omega_i r_d - v_i \cos \alpha_i}{\max(\omega_i r_d, v_i \cos \alpha_i)}, \quad (2.22)$$

čia  $\omega$  – rato kampinis sukimosi greitis;  $r_d$  – rato dinaminis spindulys;  $v_i$  – rato linijinis judėjimo greitis;  $i$  – indeksas, reiškiantis atitinkamą ratą: 1 – priekinis kairys; 2 – priekinis dešinys; 3 – galinis kairys; 4 – galinis dešinys. Stabdant išilginio santykinio slydimo reikšmė ribojama iki  $-1$ . ASS ratų išilginis santykinis slydimas  $s_{ii}$  skaičiuojamas analogiškai kaip  $s_i$ .

Atitinkamo rato tiesinis judėjimo greitis taške  $O_i$  (2.6 pav., b):

$$v_{1,3} = v \mp \dot{\psi} (a_{3,4} \cos \beta + b_3 \sin \beta), \quad (2.23)$$

$$v_{2,4} = v \mp \dot{\psi} (a_{3,4} \cos \beta - b_4 \sin \beta), \quad (2.24)$$

čia  $v$  – automobilio greitis sunkio centro taške;  $\beta$  – automobilio įstrižojo riedėjimo kampas (ĮRK) sunkio centre:

$$\beta = \arctan \left( \frac{v_y}{v_x} \right), \quad (2.25)$$

čia  $v_{x,y}$  – automobilio judėjimo greitis sunkio centro taške atitinkamai išilgine ir skersine kryptimi.

Padangos ĮRK pagal greičio dedamąsias taškuose  $O_i$ :

$$\alpha_{1,2} = \delta_{1,2} - \arctan \left( \frac{v \sin \beta + b_1 \dot{\psi} \sin \beta}{v \cos \beta \mp a_{1,2} \dot{\psi} \cos \beta} \right), \quad (2.26)$$

$$\alpha_{3,4} = -\arctan \left( \frac{v \sin \beta - b_2 \dot{\psi} \sin \beta}{v \cos \beta \mp a_{1,2} \dot{\psi} \cos \beta} \right), \quad (2.27)$$

ASS padangos ĮRK taškuose  $O_{ii}$ :

$$\alpha_{ii} = \delta_{ii} - \arctan \left( \frac{\dot{v}_{y_{ii}} - d \dot{\delta}_{ii} \cos \delta_{ii}}{\dot{v}_{x_{ii}} + d \dot{\delta}_{ii} \sin \delta_{ii}} \right), \quad (2.28)$$

čia  $\delta_{ii}$  – ASS rato pasisukimo kampas apie vertikaliąją ašį;  $d$  – atstumas nuo tvirtinimo iki ASS rato ašies,  $v'_{x,y}$  – greičio dedamosios taškuose  $O'_{ii}$ :

$$v'_{x_{1,33}} = v_x - a_{11}\dot{\psi}\cos\beta, \quad (2.29)$$

$$v'_{x_{22,44}} = v_x + a_{22}\dot{\psi}\cos\beta, \quad (2.30)$$

$$v'_{y_{11,22}} = v_y + b_{11}\dot{\psi}\sin\beta, \quad (2.31)$$

$$v'_{y_{33,44}} = v_y - b_{22}\dot{\psi}\sin\beta. \quad (2.32)$$

Žinant kiekvieno rato išilginio slydimo ir ĮRK reikšmes, išreiškiamas momentinis padangos kibumas su kelio paviršiumi:

$$\mu_i = \mu_{max} \left( 1 - A_s \cdot \omega_i r_d \sqrt{s_i^2 + \tan^2 \alpha_i} \right). \quad (2.33)$$

Reikiami parametrai ir jų reikšmės pateikiami 2.5 lentelėje.

**2.5 lentelė.** Padangos modelio parametrai

**Table 2.5.** Parameters of the tire model

Modelio parametras	Žymėjimas	Reikšmė
Rato dinaminis spindulys	$r_d$	0,29 m
Didžiausias kelio dangos trinties koeficientas bandymų sąlygomis	$\mu_{max}$	0,8
Koeficientas, įvertinantis trinties koeficiento sumažėjimą	$A_s$	0,0115
Išilginis padangos standumas	$K_s$	40 kN/m
Kampinis padangos standumas	$K_\alpha$	15 kN/rad
Šoninis padangos standumas	$K_y$	70 kN/m
Padangos sąlyčio su kelio paviršiumi zonos ilgis	$l_{cont.}$	0,12 m

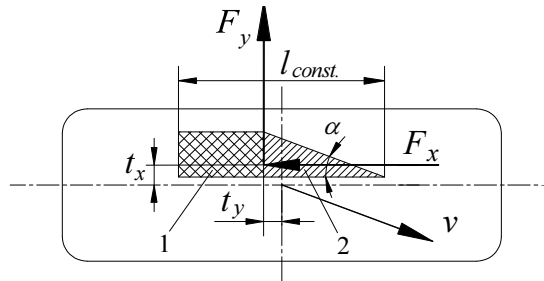
Svarbus padangos modelio įvesties parametras yra automobilio ratų dinaminės normalinės jėgos, kurios kinta nuo automobilio svorio persiskirstymo manevruojant ir kelio nelygumo žadinimo (Agostinacchio *et al.* 2013). Šios jėgos nustatomos vertikaliųjų jėgų modelyje (2.3 skyrius) ir naudojamos nustatant padangos slydimo dydį išreiškiantį parametą:



$$H_{s_i} = \frac{\sqrt{(K_s s_i)^2 + (K_\alpha \tan \alpha_i)^2}}{\mu_i F_{z_i} (1 - s_i)}. \quad (2.34)$$

### 2.5.2. Padangos kontaktinės jėgos ir momentas

Esant nedideliam padangos slydimui, laikoma, kad sąlyčio zonoje tarp paviršių vyksta tik molekulinė sąveika (adhezija), o padangos išilginė ir skersinė kontaktinė jėga priklausomai nuo slydimo kinta tiesiškai ir slydimo parametras  $H_s \leq 0,5$  (Bogdevičius 2012). Didėjant išilginiam ir įstrižajam padangos slydimui, viena dalis adhezinės sąlyčio zonos laikoma slydimo zona, kita neslystanti (2.7 pav.), trinties koeficientas  $\mu$  mažėja, o slydimo parametras didėja ir viršija 0,5 ribą.



2.7 pav. Padangos sąlyčio zonos schema HSRI modeliui

Fig. 2.7. Scheme of tire contact zone for HSRI model

Priklausomai nuo slydimo dydžio, kontaktinės jėgos atitinkamai išilgine ir skersine kryptimi nustatomos pagal šias priklausomybes (Schiehlen 2007):

$$F_{x_i} = \begin{cases} K_s \frac{s_i}{1 - s_i}, & \text{kai } H_{s_i} \leq 0,5, \\ K_s \frac{s_i}{1 - s_i} \cdot \frac{H_{s_i} - 0,25}{H_{s_i}^2}, & \text{kai } H_{s_i} > 0,5, \end{cases} \quad (2.35)$$

$$F_{y_i} = \begin{cases} K_\alpha \frac{\tan \alpha_i}{1 - s_i}, & \text{kai } H_{s_i} \leq 0,5, \\ K_\alpha \frac{\tan \alpha_i}{1 - s_i} \cdot \frac{H_{s_i} - 0,25}{H_{s_i}^2}, & \text{kai } H_{s_i} > 0,5, \end{cases} \quad (2.36)$$

Padangos išilginis atstatymo apie  $z$  ašį momentas modeliuojant įprastinį manevravimą dažnai nenaudojamas (Brach, Brach 2009), tačiau atliekant staigius manevrus, provokuojant didelį automobilio slydimą, šis momentas turi būti įvertinamas. Pagal padangos sąlyčio zonos schemą (2.7 pav.) jis išreiškiamas taip:

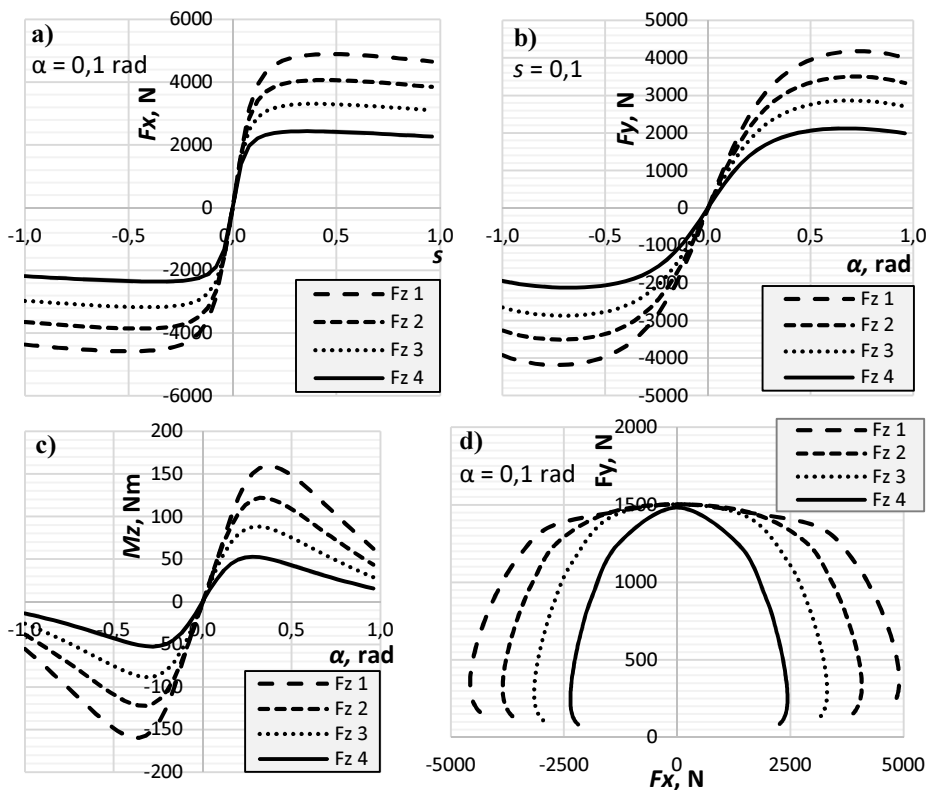
$$M_{z_i} = F_{y_i} t_{y_i} - F_{x_i} t_{x_i}, \quad (2.37)$$

čia  $t_{y,x}$  – padangos sąlyčio paviršiaus pneumatinio tempimo pečiai atitinkamai skersinei ir išilginei jėgoms. Atstatymo apie  $z$  ašį momentą generuojantys pečiai  $t_{x,y}$  išreiškiami taip (Schiehlen 2007):

$$t_x = \begin{cases} \frac{1}{3} l_{const.}, & \text{kai } H_{s_i} \leq 0,5, \\ l_{const.} \left( \frac{12 - \frac{1}{H_{s_i}^2}}{12 - \frac{3}{H_{s_i}^2}} - 1 \right), & \text{kai } H_{s_i} > 0,5, \end{cases} \quad (2.38)$$

$$t_y = \begin{cases} \frac{1}{3} l_{const.} \tan \alpha_i + \frac{F_{y_i}}{K_y}, & \text{kai } H_{s_i} \leq 0,5, \\ \frac{l_{const.} \left( H_{s_i} - \frac{1}{3} \right)}{H_{s_i} \left( H_{s_i} - \frac{1}{4} \right)} \tan \alpha_i + \frac{F_{y_i}}{K_y}, & \text{kai } H_{s_i} > 0,5, \end{cases} \quad (2.39)$$

ASS pakėlimo padėtis keičia vertikaliąsias jėgas, tenkančias automobilio padangoms (2.2 lentelė). Žinant šias jėgas ( $F_z$  1–4), pagal sudarytą padangos modelį nustatomos pagrindinės padangos charakteristikos (2.8 pav.). Pagal šias charakteristikas padangos išilginės ir skersinės kontaktinės jėgos bei išilginis atstatymo momentas siejamas su išilginiu santykiniu slydimu ir ĮRK. Visais padangą veikiančios normalinės jėgos atvejais didžiausia išilginė jėga gaunama esant 0,2–0,3 santykiniam išilginiam slydimui, didžiausia skersinė jėga – esant 0,6–0,7 rad ĮRK, didžiausias išilginis atstatymo momentas – esant 0,3–0,4 rad ĮRK. Posūkio trajektorija judančio automobilio padangos generuoja didžiausias skersines kontaktines jėgas, kai išilginė jėga kuo artimesnė nuliui (2,8 pav. d), t. y. automobilis juda tolygiai.

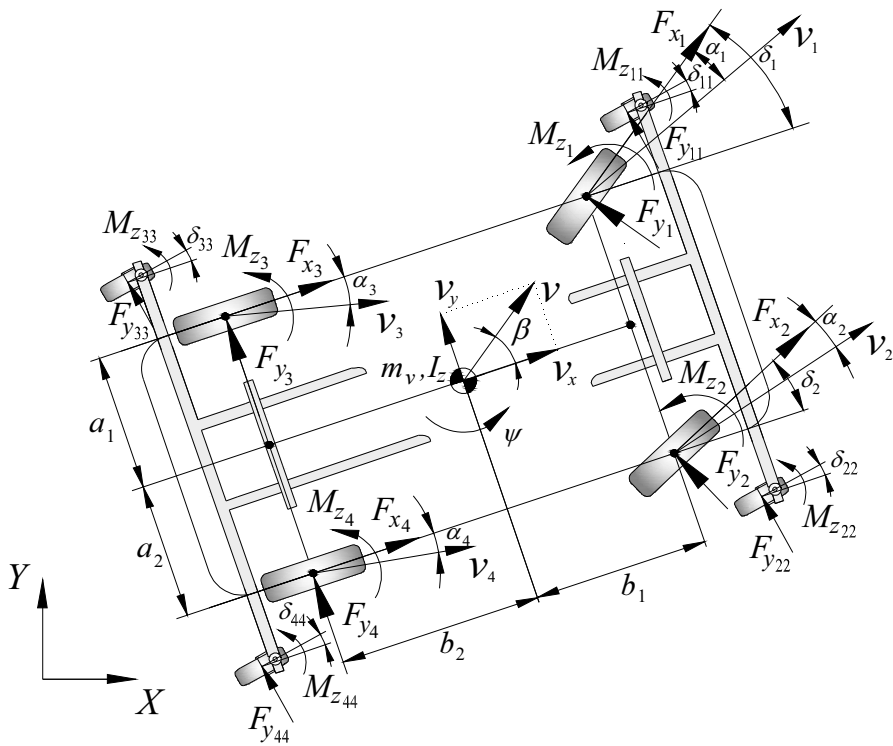


**2.8 pav.** Padangos kontaktinių jėgų ir atstatymo apie  $z$  ašį momentų priklausomybės nuo išilginio santykinio slydimo ( $s$ ) ir įstrižojo riedėjimo kampo ( $\alpha$ ) esant skirtingoms slydimo sistemos pakėlimo padėtimis ( $F_z$  1–4), kai  $v = 50$  km/h

**Fig. 2.8.** Tire contact forces and aligning moment dependence on longitudinal slip ratio ( $s$ ) and sideslip angle ( $\alpha$ ) for different skidcar system elevation heights ( $F_z$  1–4), when  $v = 50$  km/h

## 2.6. Automobilio su slydimo sistema horizontaliųjų jėgų modelis

Horizontaliųjų jėgų modelis yra bendro 22 l. 1. automobilio modelio dalis, pagal įvesties duomenis jungianti padangos modelyje generuojamas kontaktines jėgas ir momentus bei pasipriešinimo jėgas. Horizontaliųjų jėgų modelis aprašo automobilio kaip vientiso kūno judėjimą ir ASS padėtis, todėl turi 7 l. 1.: judėjimas išilgine ir skersine kryptimis  $v_{x,y}$ , sukimasis apie vertikaliąją ašį  $\psi$  bei ASS ratų pasisukimo apie vertikalias ašis kampai  $\delta_{11,22,33,44}$  (2.9 pav.).



**2.9 pav.** Automobilio su slydimo sistema horizontaliųjų jėgų modelio schema

**Fig. 2.9.** Scheme of horizontal model of a vehicle with skidcar system

Modelio judėjimo išilgine ir skersine ašimis lygtys sudaromos projektuojant jėgas atitinkamomis kryptimis:

$$\begin{aligned} m_v a_x &= F_{x1} \cos \delta_1 - F_{y1} \sin \delta_1 + F_{x2} \cos \delta_2 \\ &- F_{y2} \sin \delta_2 + F_{x3} + F_{x4} - F_{pasipr.}, \end{aligned} \quad (2.40)$$

$$m_v a_y = F_{x1} \sin \delta_1 + F_{y1} \cos \delta_1 + F_{x2} \sin \delta_2 + F_{y2} \cos \delta_2 + F_{y3} + F_{y4}, \quad (2.41)$$

čia  $m_v$  – viso automobilio masė;  $a_x$  – automobilį veikiantis pagreitis išilgine ašimi;  $a_y$  – automobilį veikiantis pagreitis skersine ašimi;  $F_x$  – atitinkamo rato kontaktinė jėga išilgine ašimi;  $F_y$  – atitinkamo rato kontaktinė jėga skersine ašimi;  $\delta_i$  – atitinkamo vairuojamojo rato pasukimo kampas;  $F_{pasipr.}$  – automobilio judėjimo pasipriešinimo jėgos.

Modelio sukimosi apie vertikaliąją ašį lygtis sudaroma nustatant momentus, veikiančius apie automobilio sunkio centro tašką:

$$\begin{aligned}
I_z \ddot{\psi} = & (F_{x_1} \sin \delta_1 + F_{y_1} \cos \delta_1 + F_{x_2} \sin \delta_2 + F_{y_2} \cos \delta_2) b_1 \\
& - (F_{y_3} + F_{y_4}) b_2 - (F_{x_1} \cos \delta_1 - F_{y_1} \sin \delta_1) a_1 \\
& + (F_{x_2} \cos \delta_2 - F_{y_2} \sin \delta_2) a_2 - F_{x_3} a_1 + F_{x_4} a_2 + \sum_{i=1}^4 M_{z_i}.
\end{aligned} \tag{2.42}$$

Automobilį veikiantis pagreitis išilgine ašimi ir skersinio pagreičio dedamoji dėl sukimosi apie vertikaliąją ašį yra įvesties duomenys vertikaliame modelyje, kuriantys svyravimus ir atraminių reakcijų persiskirstymus dėl manevravimo. Pagreičiai išilgine ir skersine ašimi užrašomi per greičio pokytį ir sukimosi greitį apie vertikaliąją ašį:

$$a_x = \dot{v}_x - \dot{\psi} v_y, \tag{2.43}$$

$$a_y = \dot{v}_y + \dot{\psi} v_x. \tag{2.44}$$

Visą automobilį veikianti pasipriešinimo jėga susideda iš oro ir įkalnės pasipriešinimo jėgų:

$$F_{\text{pasipr.}} = F_w + F_{\text{kalno}} = \frac{v_x^2}{2} \rho_w c_w A_f + m_v g \sin \alpha_{\text{kelio}}, \tag{2.45}$$

čia  $\rho_w$  – oro tankis;  $c_w$  – automobilio kėbulo aptakumo koeficientas;  $A_f$  – automobilio frontalinės projekcijos plotas.

Kiekvienas ASS ratas turi atskirą l. l. sukimuisi apie vertikaliąją ašį (kampas  $\delta_{ii}$ , 2.9 pav.), atitinkančią hidraulinio cilindro koto išilginę ašį (taškai  $O'_{ii}$ ). Pagal veikiančius momentus kiekvienam ASS ratui užrašoma judėjimo lygtis:

$$I_{z_{ii}} \ddot{\delta}_{ii} = F_{y_{ii}} d - M_{z_{ii}}, \tag{2.46}$$

čia  $I_z$  – ASS rato besisukančios konstrukcijos inercijos momentas apie vertikaliąją ašį;  $\delta$  – ASS rato pasisukimo kampas apie vertikaliąją ašį;  $F_y$  – ASS padangos generuojama skersinė kontaktinė jėga;  $d$  – atstumas nuo tvirtinimo iki ASS rato ašies;  $M_z$  – ASS padangos generuojamas atstatymo apie  $z$  ašį momentas.

Iš horizontalių jėgų modelio nustatomos automobilio greičio dedamosios išilgine ir skersine kryptimis bei SAVA kampinis greitis. Pagal šiuos parametrus ir padangos modelyje gautą automobilio ĮRK nustatomi PT judančio automobilio parametrai: padėties koordinatės  $X$  ir  $Y$  bei trajektorijos spindulys:

$$X = \int (\cos(\beta + \psi) \cdot v_x - \sin(\beta + \psi) \cdot v_y) dt, \tag{2.47}$$

$$Y = \int (\sin(\beta + \psi) \cdot v_x + \cos(\beta + \psi) \cdot v_y) dt, \quad (2.48)$$

$$R = \frac{v_x}{\dot{\psi}}. \quad (2.49)$$

Horizontaliųjų jėgų modelyje gaunamas greitis naudojamas kelio paviršiaus nelygumų įvesčiai formuoti ir padangos modelyje slydimo parametrų skaičiuoti, o skersinis ir išilginis pagreičiai sukuria AM svyravimus vertikalųjų jėgų modelyje. Taigi horizontaliųjų jėgų modelis jungia visas bendro automobilio su ASS 22 l. l. matematinio modelio dalis, įvertina pagrindines judėjimo pasipriešinimo jėgas bei vairuojamųjų ratų pasukimo įvestį ir išveda tolesnei analizei reikiamus trajektorijos ir spindulio parametrus.

## 2.7. Apibendrintasis automobilio su slydimo sistema matematinis modelis

Sujungus 2.2–2.6 poskyriuose aprašytas matematinio modelio dalis, sudaromas apibendrintasis automobilio su ASS 22 l. l. matematinis modelis, kuris bendruoju pavidalu užrašomas šia lygčių sistema:

$$\{\dot{X}\} = [A]\{X\} + \{B(X, t)\}, \quad (2.50)$$

čia  $\{\dot{X}\}$  – bendros dinaminės sistemos kintamųjų vektorius;  $[A]$  – koeficientų matrica;  $\{B(X, t)\}$  – apibendrintųjų jėgų vektorius.

Kintamųjų vektorius bendrąja forma užrašomas taip:

$$\{X\}^T = \begin{bmatrix} \{Z_{auto}\}^T & \{S_{auto}\}^T & \{z\}^T & \{S_w\}^T & \{S_{ASS,w}\}^T & \{\delta_{ASS}\}^T \\ \{\dot{Z}_{auto}\}^T & \{\dot{S}_{auto}\}^T & \{\dot{z}\}^T & \{\dot{S}_w\}^T & \{\dot{S}_{ASS,w}\}^T & \{\dot{\delta}_{ASS}\}^T \end{bmatrix}, \quad (2.51)$$

čia automobilio poslinkio vektorius:

$$\{Z_{auto}\} = [\{x\} \quad \{y\} \quad \{z\}], \quad (2.52)$$

automobilio AM svyravimo kampų vektorius:

$$\{S_{auto}\} = [\{\varphi\} \quad \{\theta\} \quad \{\psi\}], \quad (2.53)$$

automobilio NAM vertikalųjų poslinkių vektorius:

$$\{z\} = [\{z_1\} \quad \{z_2\} \quad \{z_3\} \quad \{z_4\}], \quad (2.54)$$

automobilio ratų sukimosi kampų apie skersinę ašį vektorius:

$$\{S_w\} = [\{\varphi_{w1}\} \quad \{\varphi_{w2}\} \quad \{\varphi_{w3}\} \quad \{\varphi_{w4}\}], \quad (2.55)$$

ASS ratų sukimosi kampų apie skersinę ašį vektorius:

$$\{S_{ASS,w}\} = [\{\varphi_{ASS,w1}\} \quad \{\varphi_{ASS,w2}\} \quad \{\varphi_{ASS,w3}\} \quad \{\varphi_{ASS,w4}\}], \quad (2.56)$$

automobilio ratų sukimosi kampų apie vertikaliąją ašį vektorius:

$$\{\delta_{ASS}\} = [\{\delta_{11}\} \quad \{\delta_{22}\} \quad \{\delta_{33}\} \quad \{\delta_{44}\}], \quad (2.57)$$

Bendrosios lygčių sistemos koeficientų matrica užrašomas taip:

$$[A] = \begin{bmatrix} 0 & [E] \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (2.58)$$

čia  $[E]$  matrica:

$$[E] = \begin{bmatrix} [E_{Z_{auto}}] & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & [E_{S_{auto}}] & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & [E_z] & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & [E_{S_w}] & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & [E_{S_{ASS,w}}] & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & [E_{\delta_{ASS}}] \end{bmatrix}, \quad (2.59)$$

čia vienietinės matricos:

$$[E_{Z_{auto}}] = [E_{S_{auto}}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.60)$$

$$[E_z] = [E_{S_w}] = [E_{S_{ASS,w}}] = [E_{\delta_{ASS}}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad (2.61)$$

Tada apibendrintųjų jėgų vektorius užrašomas taip:

$$\{B(X, t)\} = \left\{ \begin{array}{c} \{B_0\} \\ [M_{auto}]^{-1} \{F_{auto}(X)\} \\ [I_{auto}]^{-1} \{M_{auto}(X)\} \\ [M_{auto,z}]^{-1} \{F_{auto,z}(X)\} \\ [I_{auto,w}]^{-1} \{M_{auto,w}(X)\} \\ [I_{ASS,w}]^{-1} \{M_{ASS,w}(X)\} \\ [I_{ASS,\delta}]^{-1} \{M_{ASS,\delta}(X)\} \end{array} \right\}, \quad (2.62)$$

čia

$$\{B_0\} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T. \quad (2.63)$$

Apibendrintųjų jėgų vektoriaus nariai susideda iš masių ir inercijos matricių bei jėgų vektorių. Šių kintamųjų grupes sudaro 2.2–2.6 poskyriuose apibrėžtos išraiškos, todėl apibendrintųjų jėgų vektoriaus nariai pateikiami B priede.

## 2.8. Teorinė dinaminių parametrų analizė

Sudarytas automobilio su ASS 22 l. l. matematinis modelis suteikia galimybę atlikti teorinę dinaminių parametrų analizę. Lyginant automobilio su ir be ASS virpesių charakteristikas, gali būti nustatomi dinaminės sistemos judėjimo skirtumai ir patikrintos prielaidos dėl ASS daromos įtakos.



### 2.8.1. Dinaminės sistemos virpesių tyrimai

Automobilio važiavimo charakteristikos labai priklauso nuo jo konstrukcijos savųjų virpesių dažnių. Didžiausią įtaką tam turi vertikaliųjų jėgų modelyje naudojami automobilio inertiškumo, pakabos ir padangų standumo ir slopinimo parametrai. Pirminiam dinaminės sistemos stabilumo įvertinimui tikslinga naudoti tikrinių reikšmių analizę. Vertikaliųjų jėgų modelį aprašančios judėjimo lygtys (2.1)–(2.7) užrašomos matricine forma be išorinių jėgų:

$$[M_v]\{\ddot{z}\} + [C_v]\{\dot{z}\} + [K_v]\{z\} = 0, \quad (2.64)$$

čia  $[M_v]$  – vertikaliųjų jėgų modelio dalies masių matrica;  $[C_v]$  – slopinimo matrica;  $[K_v]$  – standumo matrica;  $\{z\}$  – vertikalojo poslinkio vektorius.

Dinaminės sistemos tikrinės reikšmės nustatomos charakteringosios lygties determinantą prilyginus nuliui:

$$\det \{ [M_v] \lambda^2 + [C_v] \lambda + [K_v] \} = 0, \quad (2.65)$$

čia  $\lambda$  – tikrinė reikšmė.

Naudojant kompiuterinį matematinių skaičiavimų paketą MATLAB, atliekamas dinaminę sistemą aprašančių diferencialinių lygčių sistemos (2.55) linearizavimas. Gautos savųjų dažnių reikšmės 2.6 lentelėje lyginamos su automobilio be ASS savaisiais dažniais.

**2.6 lentelė.** Dinaminės sistemos savieji dažniai

**Table 2.6.** Natural frequencies of dynamic system

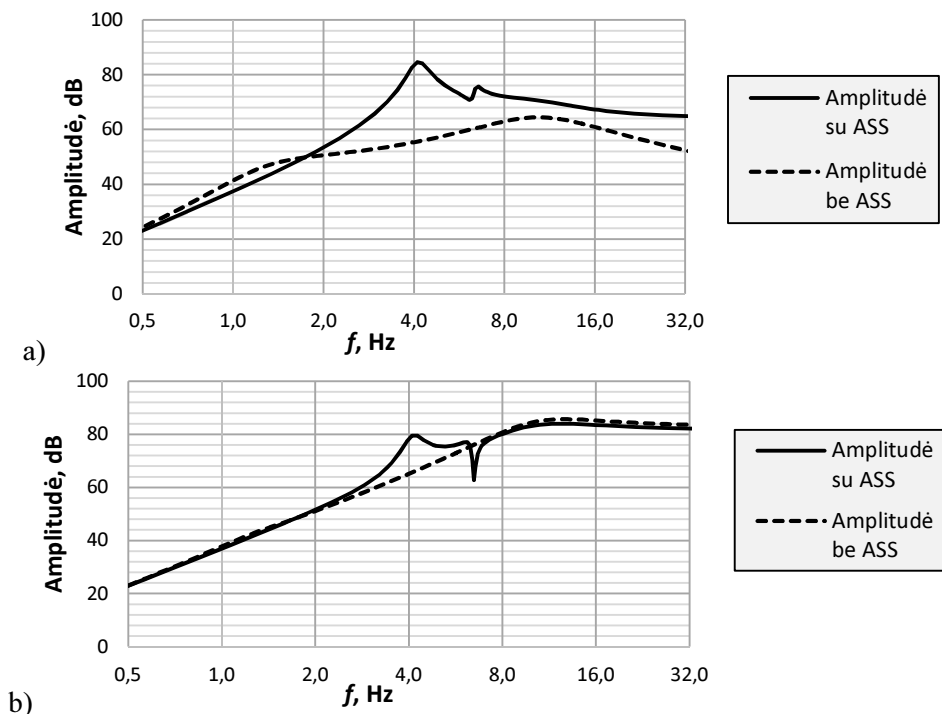
Judėjimo pobūdis	Savieji slopinamųjų virpesių dažniai $f_d$ , Hz		Santykinis slopinimas $\zeta$	
	Be ASS	Su ASS	Be ASS	Su ASS
AM vertikali eiga	1,16	4,11	0,389	0,0756
SAIA	1,17	6,40	0,464	0,0276
SASA	1,31	6,99	0,453	0,014
NAM vertikali eiga	9,33	8,71	0,414	0,447
	9,42	8,99	0,415	0,432
	10,12	9,42	0,422	0,456
	9,64	9,17	0,449	0,477

Naudojant ASS gauta AM savųjų dažnių reikšmė padidėjo iki 4,11 Hz lyginant su 1,16 Hz savuoju dažniu, gautu nenaudojant ASS. AM svyravimų savieji

dažniai taip pat padidėjo, nes sumažėja automobilio pakabos slopinimas ir padidėja standumas dėl tiesiogiai tvirtinamų ASS ratų.

Aukštesniosios eilės savieji dažniai, būdingi NAM virpesiams, naudojant ASS, sumažėja, nes, pakitus AM dinaminėms savybėms, per automobilio pakabą sumažėja poveikis ir NAM judėjimui.

Nustatytą AM savųjų dažnių didėjimą, o NAM savųjų dažnių mažėjimą patvirtina ir gautos amplitudės dažninės charakteristikos (2.10 pav.). Šios charakteristikos yra alternatyva laiko srities charakteristikai ir naudojamos analizuojant automobilio pakabos veikimą, optimizuojant standumo ir slopinimo parametrus, tiriant stabilumą ir važiavimo komfortą (Naidu *et al.* 2012). Nustatytose amplitudės dažninėse charakteristikose lengvajam automobiliui būdingi virpesių amplitudžių pokyčiai ties 1,5 Hz ir 12 Hz dažniais, naudojant ASS, gaunami ties 4 Hz ir 7 Hz. Charakteristikose su ASS nuo 2 Hz dažnio gautos didesnės AM judėjimo amplitudės, nes ASS ratai prie kėbulo tvirtinami be pakabos, per rėmą. NAM amplitudė naudojant ASS ties savuju dažniu sumažėja (2.10 pav., b).



**2.10 pav.** Dinaminės sistemos amplitudės – dažnio charakteristikos:

a) amortizuotosios masės; b) neamortizuotosios masės

**Fig. 2.10.** Frequency response of dynamic system:

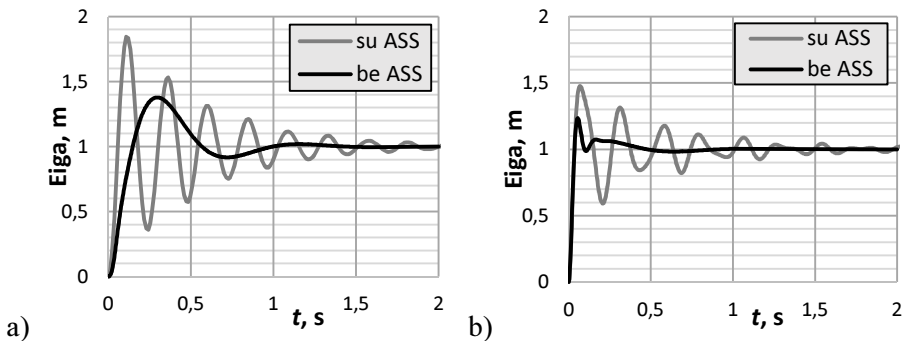
a – sprung mass, b – unsprung mass

Lyginant dinamines virpesių sistemas naudojama šuolinė funkcija, aprašanti momentinį įvesties kintamojo pokytį. Dažniausiai naudojamas vienetinis šuolinis poveikis – tai poveikis, kuris šuoliu pasikeičia nuo nulio iki vieneto ir toliau lieka pastovus:

$$f(t) = \begin{cases} 1, & \text{kai } t > 0 \\ 0, & \text{kai } t \leq 0 \end{cases} \quad (2.66)$$

Analizuojant automobilio vertikaliųjų jėgų modelį atitinkančią dinaminę sistemą, šuolinės funkcijos poveikis sutampa su kelio nelygumo aukščio įvestimi. Pagal vertikaliųjų jėgų modelį (išraiškos 2.1–2.7) automobiliui su ASS žadinimas šuoline funkcija suteikiamas ratams tenkančiais kelio nelygumo aukščio parametrais  $z_{0ii}$  ir  $z_{0i}$ , automobiliui be ASS tik  $z_{0i}$ . 2.11 pav. lyginamos programiniu paketu MATLAB gautos amortizuotosios ir neamortizuotosios automobilio masės vertikaliosios eigos reakcijos, kai naudojama ASS ir be jos (2.11 pav.).

Pagal šuolinio poveikio grafikus (2.11 pav.) galima teigti, kad, naudojant ASS, gautos didesnės eigos amplitudės rodo mažesnę amortizuotos masės slopinimą. Ši požymis būdingas ir lyginant neamortizuotos masės reakciją, tik šiuo atveju eigos amplitudės mažesnės, o slopinimas didesnis (2.11 pav., b). Tą patvirtina ir santykinio slopinimo reikšmės 2.6 lentelėje ( $\zeta < 1$ ) bei amplitudės – dažnio charakteristikos (2.10 pav.).



**2.11 pav.** Modelio šuolinio poveikio funkcijos:

a) amortizuotosios masės; b) neamortizuotosios masės

**Fig. 2.11.** Model step response: a – sprung mass; b – unsprung mass

Šuolinės funkcijos poveikį dinaminei sistemai charakterizuoja šie parametrai: maksimali dinaminė nuokrypa (pirmasis pikas), laiko trukmė iki pirmojo piko, pereinaamojo proceso trukmė (laiko trukmė, kol kintamasis dydis nusistovi iki nusistovėjusios vertės su 2 % paklaida) ir pakilimo trukmė (laiko trukmė, kol pereinaamojo proceso amplitudė padidėja nuo 10 % iki 90 %). Šių parametų reikšmės

automobilio AM ir NAM judėjimams pateikiamos 2.7 lentelėje. Šioje lentelėje taip pat pateiktos išraiškos, pagal kurias nustatomi šuolinės funkcijos parametrai naudojant savųjų virpesių dažnio ( $\omega_n$ ) ir slopinimo ( $\zeta$ ) reikšmes.

**2.7 lentelė.** Dinaminės sistemos šuolinės funkcijos parametrai reikšmės

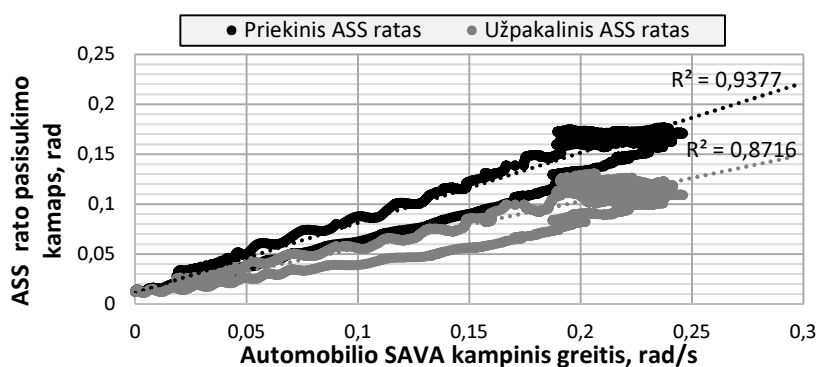
**Table 2.7.** Step response values of dynamic system

Parametras	Parametro išraiška	Dinaminės sistemos elementas	Be ASS	Su ASS
Pirmasis pikas, m; nuokrypa, %	$\sigma = e^{-\frac{\zeta\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}}$	AM	1,38; 37,7	1,85; 85,0
		NAM	1,24; 23,5	1,48; 47,8
Trukmė iki pirmojo piko, s	$t_p = \frac{\pi}{\omega_n \sqrt{1-\zeta^2}} = \frac{\pi}{\omega_d}$	AM	0,297	0,115
		NAM	0,0545	0,0708
Pereinamojo proceso trukmė, s	$t_s = \frac{4}{\zeta\omega_n}$	AM	0,932	1,95
		NAM	0,404	2,02
Pakilimo trukmė, s	$t_r = \frac{0,8+2,5\zeta}{\omega_n}$	AM	0,100	0,0371
		NAM	0,0237	0,0237

### 2.8.2. Automobilio slydimo sistemos rato sukimosi įvertinimas

Sudarant automobilio su ASS matematinį modelį priimama sąlyga, kad ASS ratas laisvai prisitaiko prie besikeičiančios krypties automobiliui manevruojant. Šiame modelyje įtrauktos ratų riedėjimo pasipriešinimo jėgos, išreiškiami automobilio ir ASS ratų ĮKR ir pagal išraišką (2.37) įvertinamas kiekvieno ASS rato SAVA kampai. Naudojant bendrą 22 l. l. matematinį modelį, galima stebėti ASS rato SAVA priklausomybę nuo automobilio SAVA ir taip įvertinti, ar teisinga prielaida, kad ASS ratai pagal automobilio manevravimą prisitaiko laisvai.

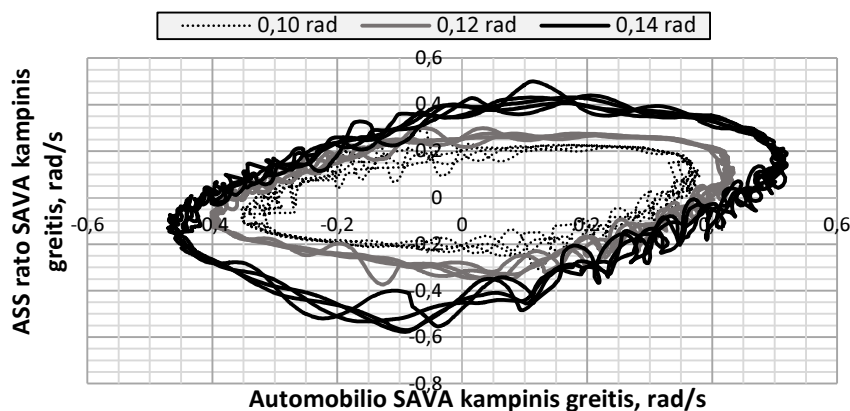
Modeliuojant posūkio manevrą (važiuojant 60 km/h greičiu vairuojamieji ratai pasukami 0,07 rad kampu) ant sauso asfalto kelio dangos gaunamas didesnis priekinių ASS ratų pasisukimo kampas dėl automobilio vairuojančiosios priekinės ašies (2.12 pav.). Tiesinė ASS rato pasisukimo priklausomybė nuo automobilio sukimosi rodo, kad manevruojant ASS ratai nelinkę labai atsilikti nuo automobilio pasisukimo krypties ir sudaromas papildomas pasipriešinimas yra minimalus.



**2.12 pav.** Slydimo sistemos ratų pasisukimo kampo priklausomybė nuo automobilio sukimosi apie vertikalią ašį kampinio greičio posūkio manevro metu

**Fig. 2.12.** Dependence of skidcar wheels rotation angle on vehicle yaw rate during cornering maneuver

Atliekant sinusoidės tipo manevrą ASS rato sukimosi atsilikimas taip pat nebuvo didelis. Modeliuojant automobilio važiavimą 41–44 km/h greičiu ant sauso asfalto dangos, vairuojamųjų ratų pasukimas keičiamas atskirais atvejais 0,10, 0,12 ir 0,14 rad kampais 1 rad/s dažniu (2.13 pav.). Didinant vairuojamųjų ratų pasukimo kampo amplitudę, ryšys tarp automobilio ir ASS rato SAVA kampinio greičio išlieka panašus. Dar labiau didinant vairuojamųjų ratų pasukimą, automobilis linkęs slysti ( $\text{IRK} > 0,2 \text{ rad}$ ) ir sinusoidės tipo manevras atliekamas netiksliai.



**2.13 pav.** Slydimo sistemos priekinio rato ir automobilio sukimosi apie vertikalią ašį kampinių greičių ryšys skirtingų amplitudžių sinusoidės tipo manevro metu

**Fig. 2.13.** Dependence of skidcar front wheel and vehicle yaw rates during different amplitudes sinusoidal maneuver

Pagal automobilio SAVA nuosekliai didėjantis ASS rato pasisukimas rodo, kad, net ir didėjant atliekamo manevro staigumui, ASS ratų pasisukimo atsilikimas nedidėja. Esamas ASS rato atstumas nuo tvirtinimo iki ašies  $d$  yra tinkamas ir sukuriamas riedėjimo pasipriešinimas nelinkęs didėti.

## 2.9. Antrojo skyriaus išvados

1. Sudarytas automobilio su ASS 22 l. l. matematinis modelis, kuris susideda iš atskirų dalių: vertikalųjų jėgų, rato, padangos ir horizontaliųjų jėgų modelių. ASS modelyje įvertinama papildomais automobilio AM svyravimus ribojančiais standumo elementais ir šios sistemos pakėlimą atitinkančia eiga. Priklausomai nuo numatytos ASS pakėlimo padėties, šie elementai daro įtaką automobilio ratų normalinėms jėgoms, darančioms poveikį padangų kontaktinėms jėgoms ir atstatymo momentui.
2. ASS konstrukcija tiesiogiai veikia vertikalųjų jėgų modelyje aprašytus sistemos dinaminį procesą, todėl atlikus savųjų dažnių, amplitudės – dažnio charakteristikos ir reakcijos į šuolinę funkciją analizę nustatyta, kad dėl ASS į 4–9,5 Hz dažnio intervalą persislinkę AM ir NAM savieji dažniai blogina komforto savybes bei automobilio valdomumą, nes pakitę dinaminės sistemos standumo ir slopinimo parametrai nesiderina su esamu atskirų masių svoriu.
3. Naudojant bendrą 22 l. l. matematinį modelį, analizuotas ASS rato ir automobilio SAVA ryšys posūkio ir sinusoidės tipo manevrais parodė, kad ASS rato pasisukimas nelinkęs atsilikti nuo automobilio sukimosi, kas reiškia nekintantį ASS ratų sukuriamą riedėjimo pasipriešinimą.

---

## Automobilio judėjimo posūkio trajektorija eksperimentiniai tyrimai

Trečiajame skyriuje pateiktų tyrimų tikslas – įvertinti ASS naudojimo galimybes atliekant automobilio dinامينius tyrimus, judėjimo charakteristikas lyginant su automobiliu be ASS ir sudaryti eksperimentinių tyrimų rezultatais grindžiamą kritinio greičio nustatymo algoritmą.

Antroje tyrimų dalyje sukurama ir išbandoma metodika fotogrametrijos panaudojimui slydimo trajektorijai pagal padangų pėdsakus nustatyti.

Skyriaus tematika paskelbtos septynios publikacijos (Žuraulis, Sokolovskij 2015; Žuraulis *et al.* 2014; Dūdėnaitė *et al.* 2014; Žuraulis *et al.* 2013; Žuraulis *et al.* 2013; Žuraulis 2012, Kemzūraitė *et al.* 2011).

### 3.1. Automobilio dinامينių charakteristikų tyrimų metodika

Eksperimentiniai tyrimai buvo atliekami dviem etapais. Pirmuoju etapu tyrimų tikslas buvo eksperimentiškai palyginti automobilio dinamines judėjimo charakteristikas naudojant ASS ir be jos. Tam tyrimai buvo atliekami laikantis standarto ISO 4138 reikalavimų. Šiame standarte numatyti trys tyrimų tipai (3.1 lentelė).

**3.1 lentelė.** Automobilio tyrimo tipai pagal standartą ISO 4138**Table 3.1.** Vehicle test methods according to standard ISO 4318

Bandymo tipas	Kintamasis parametras	Matuojamasis parametras
Pastovaus spindulio	Greitis	Vairo pasukimo kampas
Pastovaus vairo pasukimo kampo	Greitis	Spindulys
Pastovaus greičio	Spindulys	Vairo pasukimo kampas

Tyrimams pasirinktas pirmasis tipas, kurio metu buvo važiuojama numatyto pastovaus spindulio apskritimu, palengva didinant greitį. Atsižvelgiant į tyrimų teritoriją ir saugumą, pasirinkti 15, 20 ir 25 m spindulio apskritiminės trajektorijos pagal ISO 4138 manevrai. Greitis didinamas lėtai, kad skersinis pagreitis didėtų ne daugiau kaip  $0,2 \text{ m/s}^2/\text{s}$ .

Visi tyrimai buvo atliekami uždaroje aikštelė ant sauso asfalto, be vertikalių nuolydžių dangos. Pastovaus posūkio sąlygomis judančio automobilio tyrimai (3.3 poskyris) automobiliu be ASS buvo atliekami skirtingomis kelio ir meteorologinėms sąlygomis:

1. Sausas asfaltas, oro temperatūra 20–25 °C.
2. Šlapas asfaltas, oro temperatūra 15–20 °C.
3. Asfaltas padengtas sniego danga, oro temperatūra nuo –5 iki –10 °C.

Tyrimuose naudoti du panašių techninių charakteristikų (3.2 lentelė), techniškai tvarkingi lengvieji automobiliai *Toyota Avensis* ir *Mazda 626*.

Pagal standarto ISO 4138 reikalavimus, tyrimo metu privaloma matuoti automobilio važiavimo greitį, skersinį pagreitį ir vairo pasukimo kampą, tačiau išsamiai judėjimo dinamikos analizei buvo matuojama daugiau parametrų, kurių matavimo principai ir įranga detalai aprašomi 3.2 poskyryje.

Antruoju tyrimų etapu buvo atliekamas automobilio judėjimo PT manevras. Šio manevro metu automobiliui pasiekus numatytą pastovų greitį, vairuojamieji ratai pasukami ne mažesniu kaip 3°/s greičiu, atskirais atvejais pasirenkant skirtingo dydžio kampus. Tokiu manevru imituojamas staigus posūkis arba automobilio važiavimo trajektorijos keitimas. Keičiančiam trajektoriją automobiliui leidžiama judėti laisvai, išlaikant vairo pasukimo kampą, nekeičiant pavaros, negreitinant ir nestabdant, kol automobilis, veikiamas padidėjusių pasipriešinimo jėgų, natūraliai sulėtės ir bus visiškai sustabdytas. Papildomą slydimą skatinantys arba automobilį stabilizuojantys veiksmai vairo ir kitais valdymo įtaisais nebuvo atliekami.



**3.2 lentelė.** Tyrimuose naudotų automobilių techninės charakteristikos**Table 3.2.** Technical specifications of vehicles used in experiments

Parametras	Automobilis	
	<i>Toyota Avensis</i>	<i>Mazda 626</i>
Gamybos metai, kėbulas	1998–2000 m., T22	1997–2001 m., BP-ZE
Variklio darbinis tūris	1762 cm <sup>3</sup>	1840 cm <sup>3</sup>
Variklio galia, sukimo momentas	81 kW (5600 min <sup>-1</sup> ), 150 Nm (2800 min <sup>-1</sup> )	66 kW (5000 min <sup>-1</sup> ), 145 Nm (2500 min <sup>-1</sup> )
Varančioji ašis	Priekinė	Priekinė
Pakaba: tipas (priekinės / galinės ašies), standumo koef., slopinimo koef.	McPherson / daugiasvirtė, 20928 N/m, 2354 Ns/m	McPherson / daugiasvirtė, 18557 N/m, 2087 Ns/m
Bendroji masė	1180 kg	1145 kg
Masių inercijos momentai: <i>x</i> / <i>y</i> / <i>z</i> ašių atžvilgiu	575, 1918, 1918 kg·m <sup>2</sup>	516, 1722, 1722 kg·m <sup>2</sup>
Ratų bazė	2630 mm	2610 mm
Ilgis / plotis / aukštis	4490 / 1710 / 1425 mm	4575 / 1710 / 1430 mm
Priekinė iškyša	770 mm	916 mm
Sunkio centro aukštis	530 mm	550 mm
Atstumas nuo sunkio centro iki priekinės ašies	1310 mm	1305 mm
Priekinė / galinė tarpvėžė	1480 / 1450 mm	1475 / 1480 mm
Prošvaisa	140 mm	142 mm
Apsisukimo skersmuo	11,8 m	10,4 m
Padangos: tipas, matmenys, gamintojas, amžius, protektoriaus rašto gylis, gumos kietumas	Vasarinės, 195/60 R15, <i>Michelin EnergySaver</i> , 5 m., 4 mm, 77 %	Vasarinės, 185/65 R14, <i>Kleber Viaxer AS</i> , 4 m., 5 mm, 76 %
	Žieminės, 185/65 R15, <i>BF Goodrich G-Force</i> , 4 m., 6 mm, 65 %	

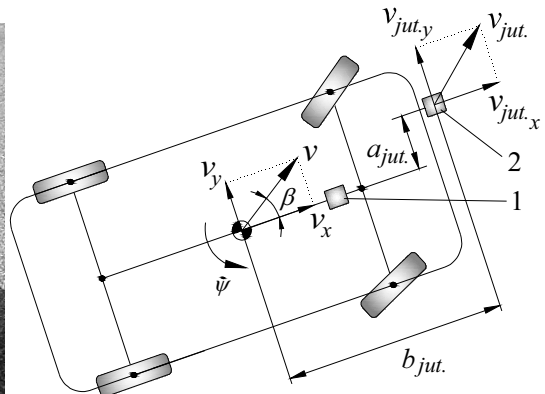
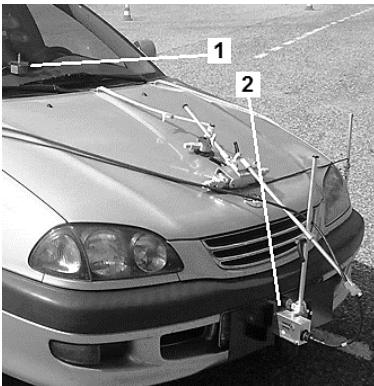
## 3.2. Automobilio dinaminių parametru matavimo įranga

Tyrimų metu automobilio judėjimo parametrus fiksuoti buvo naudojama vokiečių kompanijos *Kistler Group* ir jai priklausančio gamintojo *Corrsys-Datron* sertifikuota matavimo įranga. Ši įranga yra mobili, tyrimų metu jai maitinti automobilyje įmontuota atskira 12 V akumuliatoriaus baterija.

Vienas pagrindinių automobilio judėjimo pobūdį ir veikiančias jėgas apibūdinančių parametru yra veikiantis skersinis pagreitis. AM pagreičiai ir sukimosi greičiai apie visas tris ašis tyrimų metu buvo matuojami prie priekinio stiklo montuojamu jutikliu *TANS-3*. Montavimo vieta neturi įtakos sukimosi matavimui, o nuo teoriniams skaičiavimams naudojamos pagreičio pridėties vietos jutiklio montavimo vieta nutolusi ne daugiau kaip 0,5 m ir yra automobilio simetrijos plokštumoje (3.1 pav. 1 pozicija).

### 3.2.1. Bekontakčiai dinaminių parametru matavimo metodai

Prie automobilio kėbulo priekyje arba šone montuojamas bekontaktnis judėjimo greičio išilgine ir skersine ašimi bei sukimosi kampo matavimo jutiklis *Correvit S-350 Aqua* (3.1 pav. 2 pozicija). Optinis jutiklio veikimas grindžiamas šviesos srautu, nukreiptu į kelio paviršių. Atspindėta šviesos dalis parodo statistinį pasiskirstymą tarp šviesių ir tamsių kelio paviršiaus tekstūros taškų. Judant šis pasiskirstymas kinta priklausomai nuo greičio ir krypties, todėl nustatomas judėjimo greitis dviem kryptimis.



**3.1 pav.** Jutiklių montavimo schema automobilio įstrižojo riedėjimo kampo matavimui:

1 – akcelerometras ir giroskopas; 2 – optinis greičio jutiklis

**Fig. 3.1.** Scheme of sensors mounting for vehicle body sideslip angle measurement:

1 – accelerometer and gyroscope; 2 – optical speed sensor

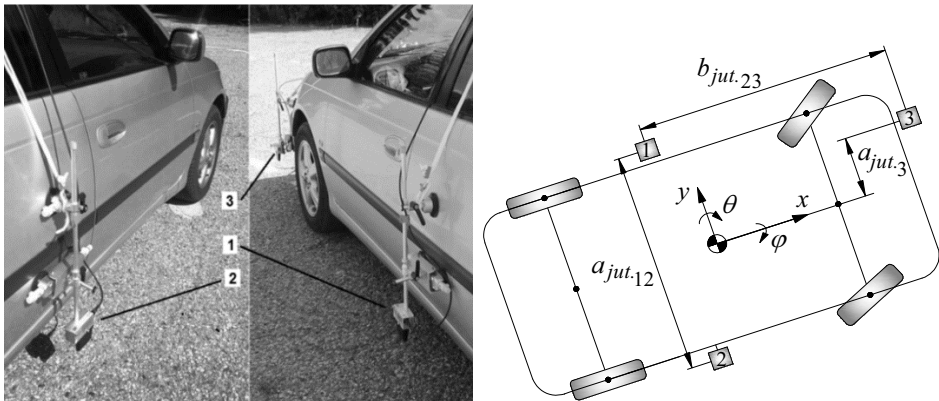
Optinis greičio jutiklis turi atskirą procesorių, kuris, gavęs papildomą signalą, apie automobilio sukimosi apie vertikaliąją ašį (SAVA) greitį nustato automobilio ĮRK. SAVA greičio signalas gaunamas iš jutiklio *TANS-3* (3.1 pav. 1 pozicija).

Greičio jutiklis matuoja realų greitį jo montavimo vietoje, kurio dalis yra dėl automobilio sukimosi. SAVA sudaroma greičio dalis išreiškiama žinant jutiklio montavimo vietą automobilio sunkio centro atžvilgiu bei giroskopo duomenis. Įvertinus realaus greičio ir greičio dėl automobilio sukimosi superpoziciją, bendras įstrižojo riedėjimo kampas nustatomas taip:

$$\beta = \arctg \frac{v_{y.} }{v_{x.} } = \arctg \frac{v_{jut.y} - \dot{\psi} \cdot b_{jut.} }{v_{jut.x} + \dot{\psi} \cdot a_{jut.} }, \quad (3.1)$$

čia  $a_{jut.}$  ir  $b_{jut.}$  – greičio jutiklio montavimo atstumai nuo automobilio sunkio centro atitinkamai skersine ir išilgine ašimi.

Analizuojant ASS įtaką natūraliam automobilio judėjimui, svarbus parametras yra amortizuotos masės svyravimai. SAIA ir SASA įvertinti buvo matuojami amortizuotos masės sukimosi apie išilginę ir skersinę ašis kampai. Šiuos parametrus galima gauti netiesiogiai, pagal laiką integruojant giroskopo signalus apie atitinkamą ašį, tačiau tiriant buvo naudojama kompanijos *Corrsys–Datron* siūloma matavimo sistema su trimis *HF–500C* jutikliais (Huber *et al.* 2009). Tai lazeriniai jutikliai (660 nm bangos ilgio,  $\leq 5$  mW galios), matuojantys atstumą nuo montavimo vietos iki kelio paviršiaus. Pasirinktas matavimo būdas nevertina kelio paviršiaus plokštumos posvyrio. AM SAIA ir SASA kampai nustatomi atitinkamai išdėsčius tris jutiklius (3.2 pav.).



**3.2 pav.** Jutiklių montavimo schema amortizuotosios masės svyravimams matuoti  
**Fig. 3.2.** Scheme of sensors mounting for sprung mass pitch and roll measurement

Atskiras lazerinių aukščio jutiklių procesorius surenka signalus ir apskaičiuoja SAIA ir SASA kampus, atitinkamai:

$$\varphi = \frac{z_{jut.1} - z_{jut.2}}{a_{jut.12}}, \quad (3.2)$$

$$\theta = \frac{\frac{z_{jut.1} + z_{jut.2}}{2} - z_{jut.3} - \frac{a_{jut.3}}{a_{jut.12}}(z_{jut.2} - z_{jut.1})}{b_{jut.13}}, \quad (3.3)$$

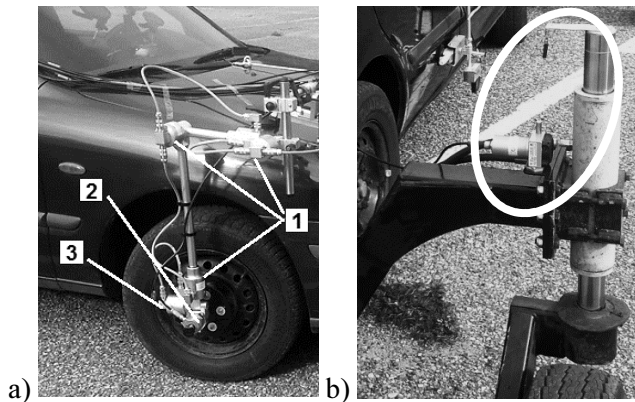
čia  $z_{jut.}$  – atitinkamo lazerinio jutiklio matuojamasis atstumas iki kelio paviršiaus;  $a_{jut.}$  – atstumai tarp atitinkamų jutiklių skersine automobilio ašimi;  $b_{jut.}$  – atstumas tarp jutiklių išilgine automobilio ašimi (3.2 pav.).

SASA kampas (išraiška 3.2) nustatomas pagal gaunamą statųjį trikampį, o nustatant SASA kampą (išraiška 3.3) papildomai kompensuojamas SAVA kampas. Dėl mažų kampų trigonometrinių funkcijų išraiškose atsisakoma. Kai atstumai tarp jutiklių yra didesni kaip 1 m, pasiekiamas  $\pm 0,1^\circ$  kampo matavimo tikslumas, o šių atstumų 1 % paklaida atitinka 1 % matuojamo kampo paklaidą (Niessner 2007).

### 3.2.2. Automobilio ir slydimo sistemos ratų parametrų matavimas

Rato padėties kitimas automobiliui manevruojant yra charakteringas parametras vertinant ASS, todėl pakabos eigos kitimui ir rato slydimui matuoti naudojama atskira jutiklių sistema. Dviejų automobilio ratų šešios padėties kėbulo atžvilgiu matuojamos gamintojo *Kistler RV-4* sistema su kampinio sukimosi jutikliu *WPT* (3.3 pav.). Ši jutiklių sistema montuojama tarp NAM ir AM, todėl lankstuose esančių jutiklių signalai atskiru procesoriumi perskaičiuojami, o duomenų išvesčiai pateikiami reikiami rato padėties parametrai. Prieš kalibruojant sistemą, į signalų apdorojimo programą suvedami rato skersmens ir skersinio išnešimo parametrai. Prie rato montuojama jutiklių sistemos dalis suteikia galimybę montuoti jutiklį neamortizuotos masės pagreičiams matuoti.

ASS pakėlimo padėtis ir jos kitimas tyrimų metu matuotas keturiais vieliniais potenciometriniais eigos jutikliais. Jutiklis montuojamas ant ASS rėmo, judamąją vielos dalį tvirtinant prie hidraulinio cilindro koto (3.3 pav., b). Tyrimų metu jutikliais paprasčiau nustatyti ir sinchronizuoti ASS atskiro cilindro pakėlimo padėtį. Taip pat šių jutiklių duomenys naudojami analizuojant galimą ASS judėjimą atliekant PT manevrus.

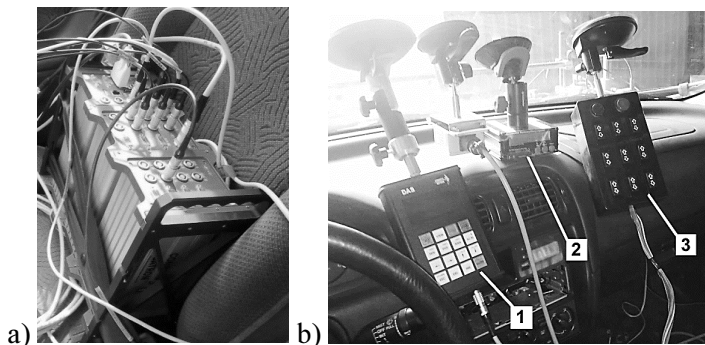


**3.3 pav.** Jutiklių montavimo schema ratų parametrų matavimui: a) automobilio rato:  
1 – padėties jutikliai; 2 – kampinio greičio jutiklis; 3 – pagreičio jutiklis;  
b) slydimo sistemos rato pakėlimo jutiklis

**Fig. 3.3.** Scheme of sensors mounting for wheel parameters measurement: a) vehicle wheel: 1 – position sensor; 2 – angular speed sensor, 3 – acceleration sensor;  
b) skidcar system elevation sensor

### 3.2.3. Matavimo duomenų surinkimas ir apdorojimas

Visų jutiklių, išskyrus 3.3 lentelėje žvaigždute pažymėto jutiklio, duomenys buvo sinchronizuotai surenkami naudojant gamintojo *Corrsys-Datron* įrenginį *DAS-3*, kuris tvirtinamas automobilio salone (3.4 pav., a).



**3.4 pav.** Matavimo įrangos komponentų išdėstymas automobilio salone:  
a) duomenų surinkimo įrenginys; b) įrangos valdymo pultai:

1 – dinaminių parametrų matavimo; 2 – *GPS* jutiklio; 3 – slydimo sistemos pakėlimo  
**Fig. 3.4.** Location of equipment in vehicle passenger compartment: a) data acquisition module; b) control panels of equipment for: 1 – measurement of dynamic parameters;  
2 – *GPS* sensor; 3 – skidcar system elevation

Tyrimų metu buvo naudojamas 200 Hz įrašymo dažnis, duomenis įrašant į atminties kortelę. Įrašyti duomenys tolesniam apdorojimui buvo filtruojami ir konvertuojami kompiuterine programa *TurboLab 6.0*. Matavimo įrangos kalibravimo nustatymai, įrašymo paleidimas ir stabdymas vykdomi automobilio salone tvirtinamais valdymo pultais (3.4 pav., b).

**3.3 lentelė.** Pagrindinės tyrimuose naudotos įrangos techninės charakteristikos

**Table 3.3.** The main technical characteristics of equipment used in researches

Parametras	Prietaisas	Tikslumas	Matavimo ribos	Matavimo dažnis, Hz	Jutiklio masė, kg
$a_x, a_y, a_z$	<i>Corrsys-Datron TANS-3</i>	$\pm 0,2 \%$	$\pm 3 \text{ g}$	10	0,230
$\dot{\varphi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}$		$\pm 0,1 \%$	$\pm 150 \text{ }^\circ/\text{s}$	25	
$\delta_i, \gamma_i$	<i>Kistler RV-4</i>	$\pm 0,1 \text{ }^\circ, \pm 0,2 \text{ }^\circ$	$\pm 60 \text{ }^\circ, \pm 10 \text{ }^\circ$	10	2,5
$\Delta z_i$		$\pm 1 \text{ mm}$	$\pm 200 \text{ mm}$	10	
$v_x, v_y$	<i>Correvit S-350 Aqua</i>	$\pm 0,2 \%$	$0,5\text{--}250 \text{ km/h}, \pm 30 \text{ }^\circ$	250	0,500
$\varphi, \theta$	<i>Corrsys Datron HF-500C</i>	$\pm 0,2 \%$	$125\text{--}625 \text{ mm}$	1000	0,155
$X, Y$	<i>Race Technology GPS*</i>	$\pm 1,5 \text{ m}$	–	20	0,100
$\Delta z_i$	<i>Wire potentiometer</i>	$\pm 0,1 \%$	$500 \text{ mm}$	10	0,330
$\omega_i$	<i>WPT</i>	$\pm 0,1 \%$	$6000 \text{ min}^{-1}$	100	0,300

\* Naudotas atskiras duomenų surinkimo įrenginys.

*GPS* jutiklio, montuojamo ant automobilio stogo, duomenys buvo įrašomi kompanijos *Race Technology* prietaisu *DL1*, apdorojami ir konvertuojami kompiuterine programa *RT Analysis*. *GPS* jutikliu matuota automobilio padėtis (koordinatės), nuvažiuotas kelias ir trajektorijos spindulys.

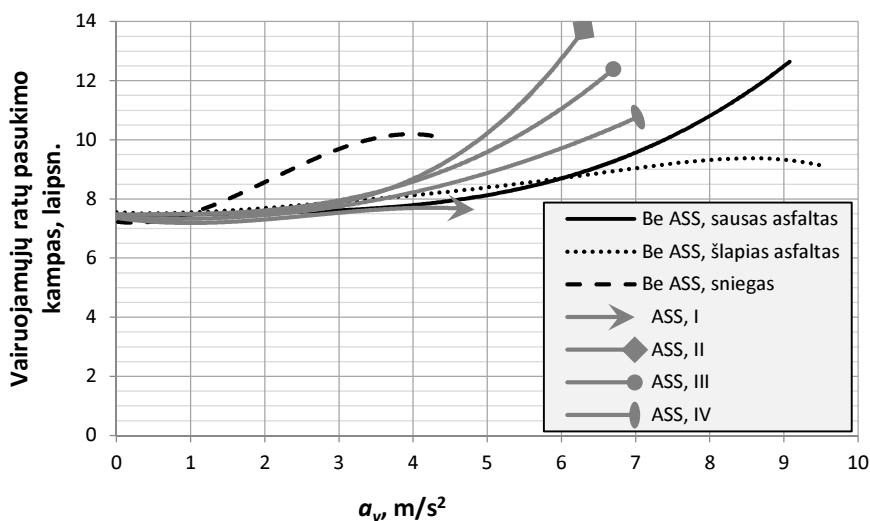
### 3.3. Pastovaus posūkio sąlygomis judančio automobilio savybių tyrimai

Eksperimentiniai tyrimai pagal standarto ISO 4138 reikalavimus atlikti siekiant palyginti automobiliui su ir be ASS būdingas dinamines charakteristikas. Pasiekiamas didžiausias skersinis pagreitis, vairuojamųjų ratų pasukimo kampo ir SAVA kampinis greičio charakteristikos rodo automobilio valdomumą pastovaus posūkio sąlygomis (Borner, Iserman 2006). Šio tipo tyrimų metu, važiuojant 20 ir

25 m spindulio apskritiminėmis trajektorijomis buvo pasiekiamas iki 15 m/s greitis, tačiau charakteristikose automobilio greitis keičiamas veikiančiu skersiniu pagreičiu, nes jis tiksliau nusako judėjimo režimą ir veikiančias jėgas. Be to, važiuojant pastovaus spindulio trajektorija, teoriškai greitį ir skersinį pagreitį sieja kvadratinė priklausomybė, todėl, žinant trajektorijos spindulį, galimas nesudėtingas perskaiciavimas. Visuose pastovaus posūkio sąlygomis judančio automobilio tyrimuose buvo naudojamas automobilis *Mazda 626*. Kelio sąlygos nurodytos 3.1 poskyryje.

### 3.3.1. Automobilio su slydimo sistema pasukamumo savybių tyrimas

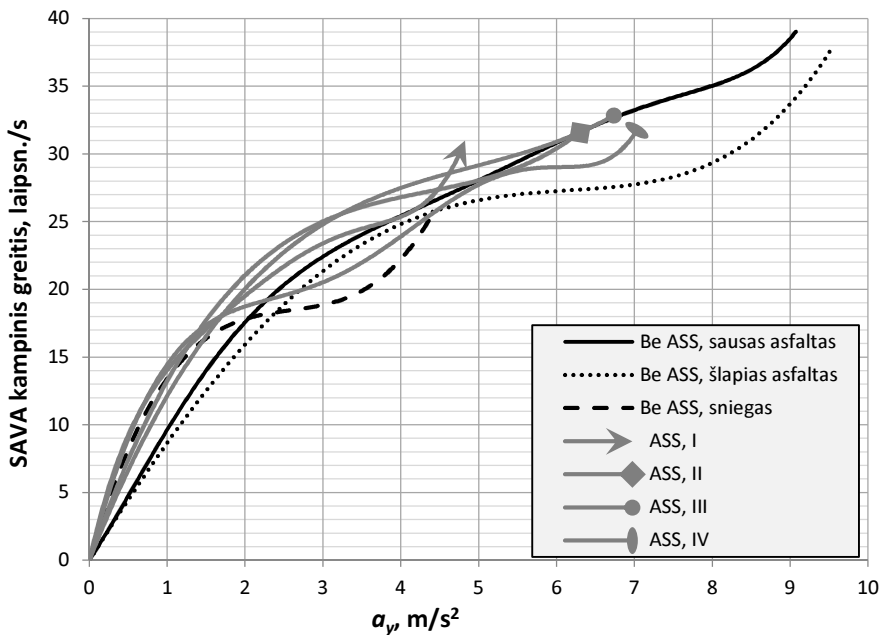
Vairuojamųjų ratų pasukimo kampas priklausomai nuo važiavimo greičio arba veikiančio skersinio pagreičio tiesiogiai veikia automobilio SAVA kampinį greitį, tačiau tik geromis ratų kibumo sąlygomis. Kritinis važiavimo greitis identifikuojamas pasiekus skersinio pagreičio ribą, kai automobilis pradeda prarasti dinaminį stabilumą. Šią ribą galima identifikuoti pagal automobilio pasukamumo charakteristikas. Apdorojus eksperimentinių tyrimų duomenis važiuojant pastoviu apskritimu su ASS, vairuojamųjų ratų pasukimo kampo priklausomybė nuo automobilį veikiančio skersinio pagreičio vaizduojama 3.5 paveiksle.



3.5 pav. Vairuojamųjų ratų pasukimo priklausomybė nuo skersinio pagreičio  
Fig. 3.5. Steering wheels dependency on lateral acceleration

Esant mažam greičiui (skersinis pagreitis iki  $1 \text{ m/s}^2$ ) visais atvejais nusistovi pastovus ratų pasukimo kampas. Nuo  $1 \text{ m/s}^2$  skersinio pagreičio snieguotos kelio dangos sąlygomis pasireiškia nepakankamas pasukamumas, nes didinamas ratų pasukimo kampas posūkio centro kryptimi. Ši tendencija pasireiškia ir visiems kitiems važiavimo atvejams nuo  $3\text{--}4 \text{ m/s}^2$  skersinio pagreičio. Tik automobilio su labiausiai pakelta ASS ratų pasukimo kampas nedidinamas, nes stabilumas abiem automobilio ašimis prarandamas vienu metu (neutralus pasukamumas) ir vairuotojas neturi galimybės grąžinti judėjimo trajektorijos. Vėliausiai ratų pasukimo kampas didinamas esant sausai kelio dangai. Automobilio su ASS charakteristikos artimos važiavimui be ASS, tik stabilumas prarandamas esant vis mažesniems skersiniams pagrečiams.

Automobilio SAVA kampinio greičio apie vertikaliąją ašį priklausomybė nuo automobilį veikiančio skersinio pagreičio pateikiama 3.6 pav. Ši charakteristika rodo automobilio sukimosi tolygumą, kuris, važiuojant pastoviu apskritimu ir didinant greitį iki tam tikros ribos, didėja tolygiai.



3.6 pav. Automobilio sukimosi apie vertikaliąją ašį kampinio greičio priklausomybė nuo skersinio pagreičio

Fig. 3.6. Yaw rate dependency on lateral acceleration



3.5 ir 3.6 paveiksluose vaizduojamose charakteristikose anksčiausiai stabilumas prarandamas esant snieguotai dangai. Visos 3.6 pav. kreivės turi bendrų bruožų: tolygiai didėja iki tam tikros skersinio pagreičio ribos, tada kilimas sumažėja ir pasiekus konkrečiu atveju kritinį pagreitį, sukimasis vėl šiek tiek padidėja. Vidurinė padėtis, kai sukimasis sulėtėja, rodo automobilio nepakankamą pasukamumą, nes automobilis linkęs „tiesinti“ judėjimo trajektoriją, t. y. slysta priekinė ašis. SAVA kampinio greičio padidėjimas bandymo pabaigoje rodo perteklinio pasukamumo atsiradimą automobiliui jau praradus stabilumą, t. y. bandymo pabaigoje galinės ašies slydimas viršija priekinės.

3.6 pav. vaizduojamas priklausomybės aproksimavus 3–6 laipsnio daugianariais, konkrečiu tyrimo atveju nustatomas kritinis skersinis pagreitis. Tam sprendžiama lygtis atitinkamą daugianarį išdiferencijavus ir prilyginus nuliui:

$$\frac{d\psi}{da_y} = 0 . \quad (3.4)$$

SAVA kampinio greičio minimumas, t. y. funkcijos lokalus minimumas, atitinka skersinio pagreičio kritinę reikšmę, kai analizuojamoje funkcijos aplinkoje su visomis  $a_y$  reikšmėmis tenkinama nelygybė  $\psi(a_y) \geq \psi(a_{y\text{ kr.}})$ . Analizuojama aplinka atitinka funkcijos kitimo sumažėjimo zoną. Tikrinama pagal antrosios išvestinės reikšmę nustatyto kritinio pagreičio taške:

$$\frac{d^2\psi(a_{y\text{ kr.}})}{da_y^2} > 0 . \quad (3.5)$$

Atitinkamų SAVA kampinio greičio priklausomybių analizės reikšmės pateikiamos 3.4 lentelėje. Nustatytas ir patikrintas kritinis pagreitis gali būti siejamas su greičiu reikiamo trajektorijos spindulio atveju:

$$v = \sqrt{a_y R} . \quad (3.6)$$

Kaip rodo 3.4 lentelėje pateiktos reikšmės, visomis važiavimo sąlygomis nustatytas kritinis skersinis pagreitis tenkina minimumo sąlygą (3.5), o nustatyti daugianariai tiksliai aprašo SAVA kampinio greičio priklausomybes (determinacijos koeficientas  $R^2 > 0,8$ ). Nustatytas kritinis pagreitis nuosekliai atitinka važiavimo sąlygas, t. y. kelio dangą ir ASS pakėlimo padėtį. Ketvirtoji ASS pakėlimo padėtis pagal nustatytą kritinį skersinį pagreitį yra artima važiavimui šlapio asfalto danga, o pirmoji ASS pakėlimo padėtis yra šiek tiek stabilesnė už tyrimų metu blogiausias važiavimo sąlygas atitinkančią snieguotą dangą. Taigi keičiant ASS pakėlimo padėtis galima sukurti tarpines važiavimo sąlygas tarp snieguotos ir šlapio asfalto kelio dangos.

**3.4 lentelė.** Kritinio skersinio pagreičio nustatymo reikšmės**Table 3.4.** Values of critical lateral acceleration estimation

Važiavimo sąlygos		$\dot{\psi}(a_y)$	$R^2$	$a_{y\text{ kr.}}$	$\frac{d^2\dot{\psi}(a_{y\text{ kr.}})}{da_y^2}$
Be ASS	Sausas asfaltas	$0,0017a_y^6 - 0,045a_y^5 + 0,4526a_y^4 - 1,975a_y^3 + 2,5425a_y^2 + 8,6419a_y$	0,965	7,74	4,44
	Šlapias asfaltas	$0,0143a_y^4 - 0,1591a_y^3 - 0,3304a_y^2 + 9,1569a_y$	0,841	6,21	0,03
	Sniegas	$0,9479a_y^3 - 7,3612a_y^2 + 19,838a_y$	0,830	2,59	$3,64 \cdot 10^{-6}$
Su ASS	I	$0,1356a_y^5 - 1,6607a_y^4 + 7,7375a_y^3 - 17,916a_y^2 + 25,765a_y$	0,882	3,75	1,02
	II	$0,2737a_y^3 - 3,5537a_y^2 + 16,539a_y$	0,913	4,33	$4,16 \cdot 10^{-5}$
	III	$0,1786a_y^3 - 2,6478a_y^2 + 14,608a_y$	0,942	4,94	$3,29 \cdot 10^{-5}$
	IV	$0,0017a_y^6 - 0,1207a_y^5 + 0,596a_y^4 + 0,0811a_y^3 - 7,9148a_y^2 + 21,817a_y$	0,943	6,32	3,30

### 3.3.2. Automobilio slydimo sistemos įtakos amortizuotos masės svyravimui tyrimas

Ratams tenkančių normalinių jėgų persiskirstymas, automobiliui staigiai manevruojant, yra nepageidaujamas reiškinys, nes dėl to kinta padangų kontaktinės jėgos, lemiančios automobilio dinaminį stabilumą (Hac *et al.* 2004). Šis neigiamas efektas mažinamas pakabų konstrukcijoje montuojant stabilizavimo svirtis, įrengiant stabdymo jėgų reguliavimo sistemas, aktyvias arba pusiau aktyvias pakabas su reguliuojamų charakteristikų amortizatoriais.

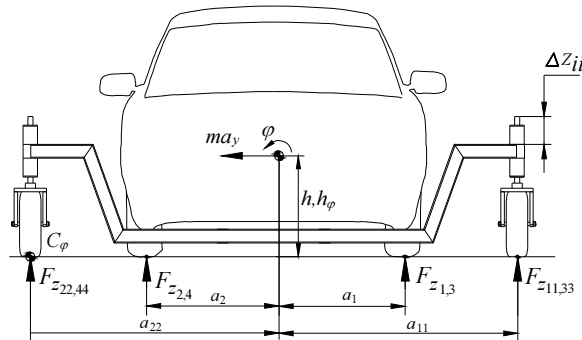
ASS apriboja svorio persiskirstymo dalį dėl kėbulo posvyrio kampo. Pagal vertikaliųjų jėgų modelio išraišką (2.2) automobilio skersinio svirimo momentas dėl veikiančio skersinio pagreičio susideda iš dviejų dedamųjų:

$$M_{\varphi} = -ma_y h_{\varphi} \cos \varphi + mgh_{\varphi} \sin \varphi, \quad (3.7)$$

čia  $h_\varphi$  – atstumas nuo automobilio sunkio centro padėties iki SAIA arba virtimo ašies.

Atstumas  $h_\varphi$  priklauso nuo automobilio pakabos konstrukcijos ir dėl to, kad, naudojant ASS, pakaba praranda savo įtaką amortizuotos masės judėjimui, atstumas  $h_\varphi$  pasikeičia. Bandymuose naudotame automobilyje *Mazda 626* montuojama *McPherson* tipo pakaba. Tai reiškia, kad geometriškai nustatomas svyravimo centras yra žemiau automobilio sunkio centro padėties.

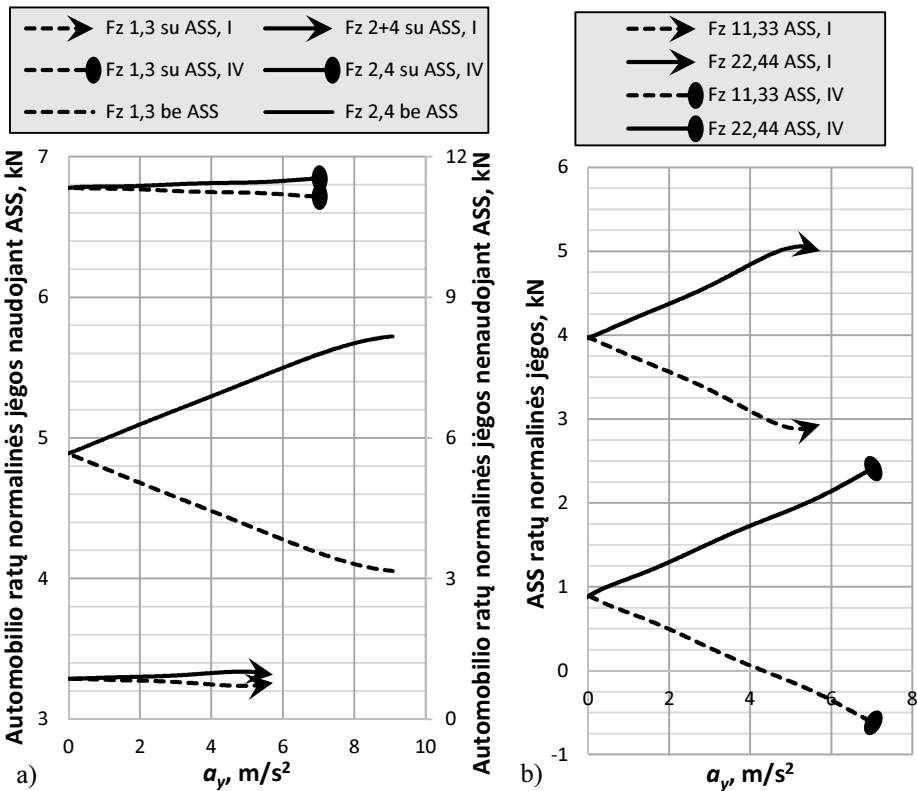
Veikiant skersinei jėgai, svyrimas apie išilginę ašį (kampu  $\varphi$ ) vyksta ne dėl pakabos eigos, o tik dėl ASS ratų padangų deformacijos. ASS padangų standumas, lyginant su automobilio pakabos standumu, yra 12 kartų didesnis (2.3 lentelės duomenimis), todėl ir svyravimo kampas sumažėja. Taigi, naudojant ASS, šoninių svyravimų ašis persikelia į ASS rato sąlyčio su keliu tašką  $C_\varphi$ , todėl tariama, kad atstumai  $h_\varphi$  ir  $h$  yra lygūs (3.7 pav.). Jų dydis taip pat priklauso nuo tiesiogiai pridedamo ASS pakėlimo padėties aukščio  $\Delta z$ .



**3.7 pav.** Automobilio su slydimo sistema schema skersiniam svyravimui įvertinti  
**Fig. 3.7.** Scheme of vehicle with skidcar system for estimation of lateral oscillation

Automobilio SAIA lemia svorio persiskirstymą, kuris veikia ratų normalines jėgas ir bendrą automobilio stabilumą. Sudaryto vertikalųjų jėgų modelio įvesties charakteristikai panaudojus eksperimentinių tyrimų metu išmatuotą skersinį pagreitį, nustatytos apskritimine trajektorija didėjančiu greičiu judančio automobilio ir ASS ratų normalinės jėgos (3.8 pav.). Automobilio be ASS ratų normalinių jėgų persiskirstymas, atliekant manevrą, pagal ISO 4138 siekia iki 38 %, o naudojant ASS – tik 1,4 % (3.8 pav., a). ASS ratų normalinių jėgų persiskirstymas priklauso nuo pakėlimo padėties ir kraštiniais atvejais (I ir IV padėties) siekia 25 ir 62 %. Taigi ASS keičia tik automobilio ratų pradinės (statinės) normalines jėgas, tačiau skirtinos ASS pakėlimo padėties turi mažą reikšmę normalinių jėgų persiskirstymui veikiant skersiniam pagreičiui. ASS ratų pradinės (statinės) normalinės jėgos ir jų persiskirstymas labai smarkiai skiriasi nuo pakėlimo padėties.

Pagal ASS ratų normalinių jėgų kitimą (3.8 pav., b) pastebima, kad, esant žemiausiai ASS pakėlimo padėčiai (IV), vidiniai ASS ratai praranda prispaudimo jėgas ( $F_{z11,33} < 0$ ). Tai reiškia, kad automobilio skersinis svirimas pereina į virtimo stadiją. Šis vidinių ASS ratų pakilimas nuo kelio paviršiaus (esant IV padėčiai) buvo užfiksuotas ir tyrimų metu.

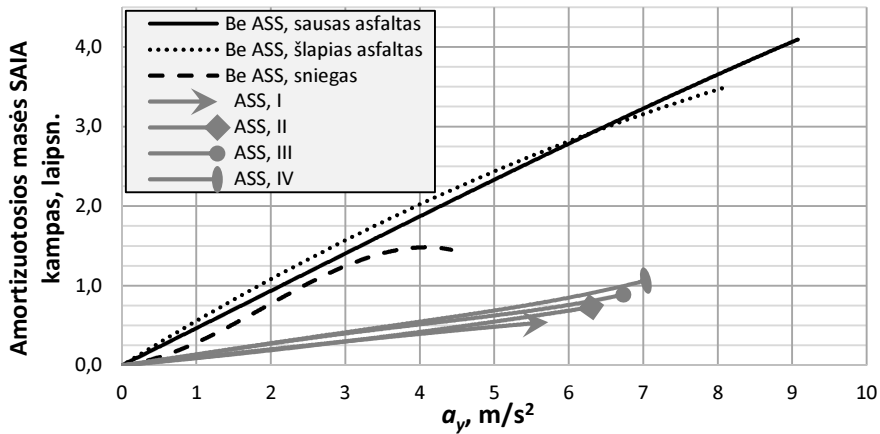


3.8 pav. Ratų normalinių jėgų priklausomybė nuo skersinio pagreičio atliekant manevrą pagal ISO 4138: a) automobilio ratų; b) slydimo sistemos ratų

Fig. 3.8. Wheels normal forces dependency on lateral acceleration:

a) vehicle wheels; b) skidcar system wheels

SAIA priklausomybė nuo automobilį veikiančio skersinio pagreičio, naudojant ASS, vaizduojama 3.9 pav. Dėl ASS padidėjus atstumui  $h_\varphi$  tomis pačiomis važiavimo sąlygomis (toks pats skersinis pagreitis), mažėja svyravimų momentas  $M_\varphi$ , taigi ir posvyrio kampas  $\varphi$ . Naudojant ASS dėl padidėjusios ratų provėžos ir pažemėjusio sunkio centro, 2,5 karto padidėja statinis stabilumo rodiklis.



3.9 pav. Automobilio sukimosi apie išilginę ašį priklausomybė nuo skersinio pagreičio  
Fig. 3.9. Vehicle roll rate dependency on lateral acceleration

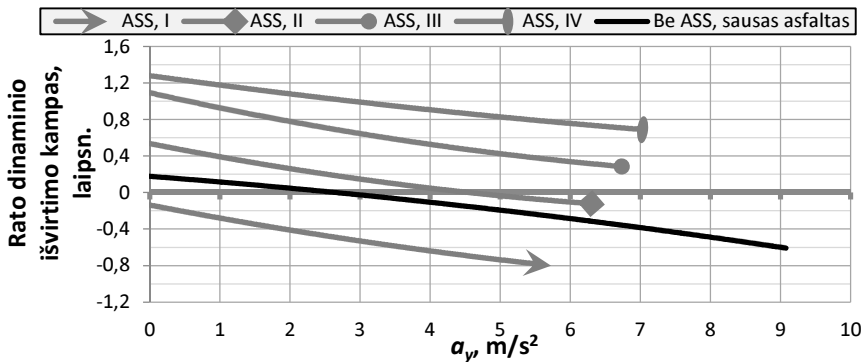
Pagal posvyrio kampą gali būti nustatomas svarbus pakabos parametras – svyravimo standumas. Jis parodo kėbulo posvyrio kampo priklausomybę nuo veikiančio momento:

$$k_{\varphi} = \frac{M_{\varphi}}{\varphi} = \frac{-m a_y h_{\varphi} \cos \varphi + m g h_{\varphi} \sin \varphi}{\varphi}. \quad (3.8)$$

Pagal sudarytas išraiškas ir gautą SAIA charakteristiką nustatyta, kad automobilio svyravimo standumas su ASS yra 4,5 karto didesnis. Tai skatina tolygesnį ratų normalinių jėgų pasiskirstymą (3.8 pav., a), tačiau iškreipia įprastas automobilio dinamines savybes, ypač stabdant arba manevruojant.

### 3.3.3. Automobilio slydimo sistemos įtakos automobilio pakabos kinematikai tyrimas

ASS rėmas tiesiogiai tvirtinamas prie automobilio kėbulo, todėl ratų pakabos judėjimas nesuvaržomas, nors kėbulo judėjimas sumažėja. Pasirenkant vieną iš numatytų ASS pakėlimo padėčių, dėl pasikeitusio kėbulo aukščio kelio atžvilgiu, keičiasi pradinė ratų geometrija. Eksperimentinių tyrimų metu matuotas ratų dinaminis išvrtimo kampas didėjant automobilį veikiančiam skersiniam pagreičiui visomis ASS pakėlimo padėtimis kinta pagal tą patį dėsninumą (3.10 pav.).



**3.10 pav.** Rato dinaminio išvrtimo priklausomybė nuo skersinio pagreičio  
**Fig. 3.10.** Wheel dynamic camber angle dependency on lateral acceleration

Ratų išvrtimas mažina išorinio guolio ir šerdės apkrovą bei mažina atstumą tarp šerdės tęsinio ir padangos sąlyčio su kelio paviršiumi taško (Wong 2008). Didesni nei įprasta rato išvrtimo kampai ( $>2^\circ$ ) skatina intensyvesnį padangų dėvėjimąsi. Šios savybės susijusios su konstrukciniais automobilio parametrais, tačiau, atsižvelgiant į išmatuotą rato dinaminio išvrtimo kampo priklausomybę, reikšmingų veiksnių ASS naudojimui nesukelia.

Kampu riedanti padanga, kaip pažymėta pirmajame skyriuje, generuoja papildomą skersinę kontaktinę jėgą, bet ji sudaro ne didesnę kaip 1/5 visos jėgos dalį. Naudojant ASS šio efekto negaunama, nes rato išvrtimo kampas persislenka į aukštesniąją eilę, kai automobilis naudojant ASS pakeliamas, tai reiškia mažesnę rato normalinę jėgą ir mažėjančią skersinę kontaktinę jėgą. Rato išvrtimas taip pat generuoja atstatymo apie  $z$  ašį momentą, tačiau jis taip pat priklauso nuo normalinės jėgos, todėl naudojant ASS reikšminės įtakos, esant nustatytiems išvrtimo kampams, nesudaro.

### 3.4. Automobilio su slydimo sistema kibumo su kelio paviršiumi savybių tyrimai

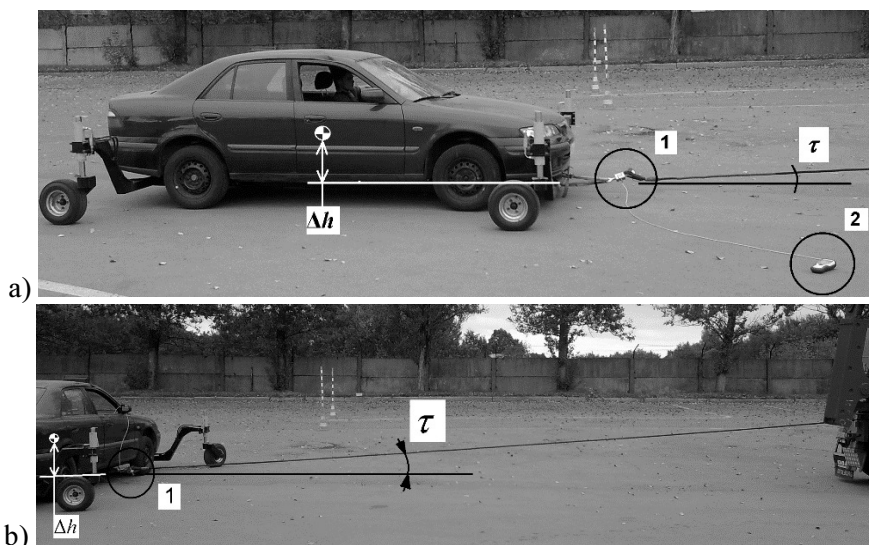
Rato su elastinga padanga tiesinį judėjimą kelio paviršiumi užtikrina trintis, kuri šiuo atveju pagal savo fizikinę prigimtį yra sausoji ir gali būti statinė arba dinaminė (Bogdevičius *et al.* 2012). Dinaminė trintis galima tarp dviejų priešingomis kryptimis judančių paviršių (slydimo), sukuriamo riedančio kūno (riedėjimo) ir nulemta kūno vidinių dalelių ar sluoksnių sąveikos.

Ir statinės, ir dinaminės trinties atvejai galimi analizuojant automobilio rato judėjimą, tačiau ASS naudojimas tiesiogiai trinties koeficiento nekeičia, nes kelio

paviršius ir padanga išlieka tie patys, todėl, keičiant ASS normalinio apkrovimo sąlygas (pakėlimo padėtis), vartojama redukuotos trinties ( $\mu_{red}$ ) sąvoka.

### 3.4.1. Redukuotos statinės trinties įvertinimas

Siekiant nustatyti keturias skirtingų kibumo charakteristikų važiavimo sąlygas, visas slydimo sistemos pakėlimo intervalas, kaip ir ankstesnėmis tyrimų sąlygomis, dalijamas į keturias dalis (2.2 lentelė). Aukščiausia pakėlimo padėtis reiškia blogiausias kibumo savybes, o visiškai nuleistas veikimo režimas – geriausias kibumo savybes. Siekiant įvertinti šias savybes buvo atliktas tyrimas – automobilis su ASS tempiamas išilgine ir skersine kryptimis (3.11 pav.).



**3.11 pav.** Automobilio tempimas: a) išilgine kryptimi: 1 – jėgos jutiklis; 2 – duomenų apdorojimo įrenginys; b) skersine kryptimi

**Fig. 3.11.** Vehicle pull experiment: a) longitudinal direction: 1 – force sensor; 2 – data logger; b) lateral direction

Tyrimo sąlygos atitinka automobilio su ASS numatytas sąlygas, kelio danga – sausas asfaltas. Tempiamo automobilio ratai buvo blokuoti darbinio stabdžio, o slydimo sistema sureguliuota viena iš numatytų pakėlimo padėčių. Automobilio pajudėjimo momentu išmatuotos tempimo jėgos  $F_{x,y}$  pagal statinės trinties sąlygą naudojamos (3.10) išraiškoje.

Tempimo jėgai išmatuoti tempiamo lyno jungtyje buvo įmontuotas *Ahlborn* gamintojo jėgos matavimo jutiklis *K-25* (matavimo ribos  $\pm 50$  kN, tikslumas

$\pm 0,1 \%$ ). Lyną sudaro pintos plieninės gijos, todėl jo tamprumas nevertinamas. Lyno tempimo kampas  $\tau$  bandymų sąlygomis siekė 5 laipsnius, todėl įvertinama atsirandanti vertikaliosios jėgos dedamoji, skatinant automobilio sukimą apie skersinę ašį, kartu ir ratų normalinių jėgų persiskirstymą. Tam panaudotas vertikalųjų jėgų modelis, kuriame padaryti AM veikiančias jėgas ir momentus atitinkančių išraiškų (2.1, 2.2, 2.3) pakeitimai:

$$m\ddot{z} = \sum F_z - mg + F_{x,y} \sin \tau, \quad (3.9)$$

$$I_x \ddot{\phi} = \sum M_x + mg \Delta h + F_y \cos \tau \Delta h, \quad (3.10)$$

$$I_y \ddot{\theta} = \sum M_y - mg \Delta h + F_x \cos \tau \Delta h, \quad (3.11)$$

čia  $\sum F_z$ ,  $\sum M_x$ ,  $\sum M_y$  – vertikalųjų jėgų modelyje išreikštos jėgos ir momentai;  $F_{x,y}$  – išmatuota tempimo jėga išilgine ir skersine kryptimi automobilio slydimo pradžios momentu;  $\tau$  – lyno tempimo kampas,  $\Delta h$  – atstumas nuo lyno tvirtinimo taško iki automobilio sunkio centro ( $\Delta h = 0,28$  m).

Atlikus vertikalųjų jėgų modelio skaičiavimus, pagal įvestas tempimo reikšmes išilgine ir skersine kryptimis (3.5 lentelė) nustatyta, kad automobilio sukimasis apie skersinę ašį siekia 0,06 laipsnio, o apie išilginę 0,12 laipsnio. Redukuotos trinties koeficientui nustatyti buvo blokuojami automobilio ratai, tad nustatytas nedidelis jų normalinių jėgų persiskirstymas (iki 50 N) didelės įtakos skaičiavimams neturi, nes skaičiavimams naudojama suminė normalinė jėga.

Automobilis tempiamas iki pajudėjimo momento, t. y. be pastovaus pagreičio, be to, nustatyti pasisukimo kampai ir normalinių jėgų persiskirstymai nedideli, todėl dinaminiai inertiškumo procesai gali būti nevertinami. Maksimalus redukuotas trinties koeficientas atitinkama kryptimi nustatomas pagal išraišką:

$$\mu_{red\ x,y} = \frac{F_{x,y} \cos \tau}{F_{z,auto} - F_{x,y} \sin \tau}, \quad (3.12)$$

čia  $F_{z,auto}$  – automobilio ratams tenkanti normalinė jėga.

Pagal gautus tyrimų rezultatus (3.5 lentelė) pastebima, kad redukuotas trinties koeficientas svyruoja nuo 0,298 (aukščiausia ASS pakėlimo padėtis) iki 0,630 (žemiausia ASS pakėlimo padėtis). Redukuotas trinties koeficientas žemiausio ASS pakėlimo atveju nesiekia sausam asfaltui taikomų reikšmių (0,8–0,9), nes bendras automobilio svoris dėl papildomos ASS konstrukcijos yra padidėjęs, o dalis jo tenka laisvai besisukantiems ASS ratams, kurie sukuria tik santykinai nedidelę riedėjimo pasipriešinimo jėgą.



**3.5 lentelė.** Redukuoto statinio trinties koeficiento nustatymo bandymų rezultatai  
**Table 3.5.** Results of research of reduced static friction coefficient determination

ASS pakėlimo padėtis	Tempimo jėgos		Redukuotas statinės trinties koef.	
	$F_X$ , kN	$F_Y$ , kN	$\mu_{red,x}$	$\mu_{red,y}$
I	9,82	9,56	0,630	0,613
II	8,20	8,05	0,524	0,514
III	6,72	6,48	0,431	0,415
IV	4,80	4,67	0,307	0,298

Nustatytas redukuotas statinis trinties koeficientas išilgine automobilio kryptimi yra 1,8–3,6 % didesnis ir tai atitinka fundamentalius automobilių dinamikos principus (Schramm *et al.* 2014). Teoriškai padangų kontaktinių jėgų išilgine ir skersine kryptimi ryšys apibrėžiamas taip:

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu_{\max} F_z. \quad (3.13)$$

Grafiškai tai vaizduojama kontaktinių jėgų arba Kamo (V. Kamm) apskritimu. Praktiniai padangų tyrimai parodė, kad skersine kryptimi generuojama mažesnė kontaktinė jėga, todėl šis apskritimas yra labiau elipsės formos (Kience, Nielsen 2005). Jėgų nesimetriškumą veikia padangos struktūra ir sąlyčio paviršiaus forma bei protektoriaus raštas. Taip pat skersinės jėgos sumažėjimą lemia realiomis važiavimo sąlygomis nuolatinis padangos išilginis slydimas.

Taigi, kaip rodo nustatytos redukuoto trinties koeficiento reikšmės, naudojant ASS galima sureguliuoti kibumo sąlygas, prilygstančias važiavimui šlapia, snieguota ar tarpinės sąlygas atitinkančia kelio danga, išlaikant pagrindines padangoms būdingas darbinės savybes.

### 3.4.2. Redukuotos dinaminės trinties įvertinimas

Dinaminė trintis pasireiškia tarp slystančių kūnų paviršių, todėl šio tipo redukuotos trinties koeficientui nustatyti buvo atliekami automobilio važiavimo apskritimine trajektorija (pagal ISO 4138) ir stabdymo manevrai. Sklandus automobilio šoninis slydimas visais keturiais ratais pasiektas momentiniais manevro atvejais, o stabdant buvo pasiekiamas visiškas ratų blokavimas (automobilyje atjungta ABS sistema). Važiavimai kartojami keičiant slydimo sistemos pakėlimo aukštį, trajektorijos važiavimo spindulį ir pradinį greitį stabdant.

Stabdant išilginis redukuotas trinties koeficientas buvo nustatomas vadinauoju blokuotų ratų metodu (Hall *et al.* 2009; ISO 8349). Redukuotas trinties

koeficientas apskaičiuojamas pagal pasiekiamą lėtėjimo pagreitį (ASTM E2101) arba pagal padangų stabdymo pėdsakų ilgį (ASTM E445):

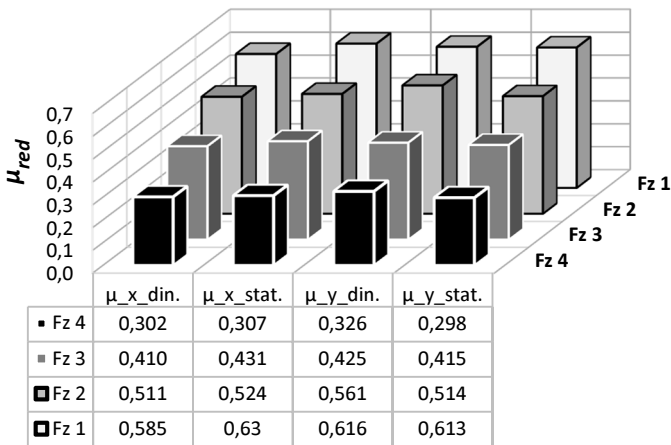
$$\mu_{red\ x} = \frac{v^2}{2gS}, \quad (3.14)$$

čia  $v$  – automobilio greitis prieš stabdymą;  $S$  – stabdymo pėdsakų ilgis.

Automobilis iš numatytos važiavimo trajektorijos išslysta pasiekęs kritinį greitį, o tuo momentu jį veikiantis skersinis pagreitis gali būti naudojamas skersiniam redukuotos trinties koeficientui įvertinti:

$$\mu_{red\ y} = \frac{F_y}{F_z} = \frac{ma_y}{mg} = \frac{a_y}{g}. \quad (3.15)$$

Didžiausias skirtumas tarp nustatytos redukuotos statinės ir dinaminės trinties koeficientų reikšmių siekia vos 0,05 (3.11 pav.), todėl bandymų rezultatai ir pasirinkta metodika yra teisinga. Redukuotas išilginis trinties koeficientas atitinka teorinę sąlygą,  $\mu_{x\ din.} < \mu_{x\ stat.}$ , o skersine kryptimi redukuotas dinaminės trinties koeficientas išlieka didesnis už statinės. Tai paaiškinama minėta sąlyga, kad sklandus šoninis slydimas pasiektas tik momentiniais atvejais, todėl reikšmės nustatytos neviršijant leidžiamųjų paklaidų.



**3.11 pav.** Nustatyti redukuotos trinties koeficientai naudojant slydimo sistemą

**Fig. 3.11.** Determined values of reduced friction coefficients upon using skidcar system

Atvejais, kai ratų blokavimo pasiekti negalima dėl ABS sistemos veikimo (Zhao *et al.* 2014) arba stabdomo automobilio dinamikos, trinties koeficientas gali

būti nustatomas pagal rato išilginį santykinį slydimą. Burckhardto metodu trintis išreiškiama pagal kelio paviršių parenkant tris koeficientus (Canudas-de-Wit *et al.* 2003):

$$\mu = c_1 \cdot (1 - e^{-c_2 \cdot s}) - c_3 \cdot s. \quad (3.16)$$

čia  $c_i$  – koeficientai, priklausantys nuo kelio dangos (3.6 lentelė);  $s$  – rato santykinis išilginis slydimas.

Pagal šią arba eksperimentiškai išvedamą trinties koeficiento – slydimo priklausomybę galima prognozuoti maksimalias kibumo sąlygas analizuotais ASS pakėlimo atvejais, tačiau šiuo atveju svarbu identifikuoti ryšį tarp pakėlimo padėčių ir gautų redukuoto trinties koeficiento reikšmių. Nustatytas nuoseklus kibumo sąlygų kitimas patvirtina tyrimams korektiškai pasirinktas ASS padėtis, tinkamai išnaudojant jos reguliavimo galimybes.

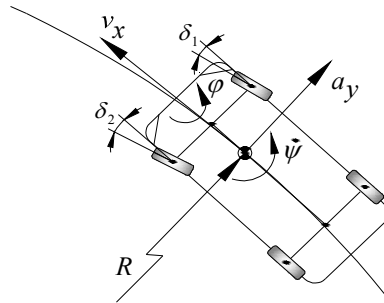
**3.6 lentelė.** Parametrai  $\mu$ – $s$  priklausomybei sudaryti (Kience, Nielsen 2005)

**Table 3.6.** Parameters for setting-up  $\mu$ – $s$  dependence (Kience, Nielsen 2005)

Kelio danga	$c_1$	$c_2$	$c_3$
Sausas asfaltas	1,2801	23,99	0,52
Šlapias asfaltas	0,857	33,822	0,347
Sausas betonas	1,1973	25,168	0,5373
Sniegas	0,1946	94,129	0,0646
Ledas	0,05	306,39	0

### 3.5. Kritinio greičio, važiuojant posūkio trajektorija, tyrimas

Analizuojant automobilio judėjimą kreivinėmis trajektorijomis, svarbu kuo tiksliau įvertinti dinaminio stabilumo ribą, kurią tikslinga įvardyti kritiniu greičiu. Kritiniam greičiui nustatyti naudojami šių tiesiogiai tyrimų metu matuotų parametrų duomenys laiko skalėje: išilginis greitis  $v_x$ , SAVA kampinis greitis  $\dot{\psi}$ , vairuojamųjų ratų pasukimo kampas  $\delta_v$ , skersinis pagreitis  $a_y$ , SAIA kampas  $\varphi$ . Šie parametrai nurodo pagrindines automobilį veikiančias jėgas, stabilumą bei valdymą ir gali būti gaunami iš automobiliuose montuojamų jutiklių. Automobilio judėjimo schema su parametrų kryptimis pateikiama 3.12 paveiksle. Ieškomas kritinis važiavimo greitis yra kompleksinis matavimo rezultatas, gaunamas taikant analitinius ir statistinius analizės metodus.



**3.12 pav.** Automobilio judėjimo schema kritinio greičio nustatymo algoritmui  
**Fig. 3.12.** Scheme of vehicle movement for a critical speed establishing algorithm

Tyrimas algoritmui sudaryti buvo atliekamas važiuojant pastovaus 15 ir 20 m spindulio apskritiminėmis trajektorijomis (prieš laikrodžio rodyklę), laikantis standarto ISO 4138 reikalavimų (3.1 lentelė). Tyrimui naudotas lengvasis automobilis *Toyota Avensis* (be ASS), kelio danga – sausas asfaltas, oro temperatūra tyrimų metu – 20–25 °C.

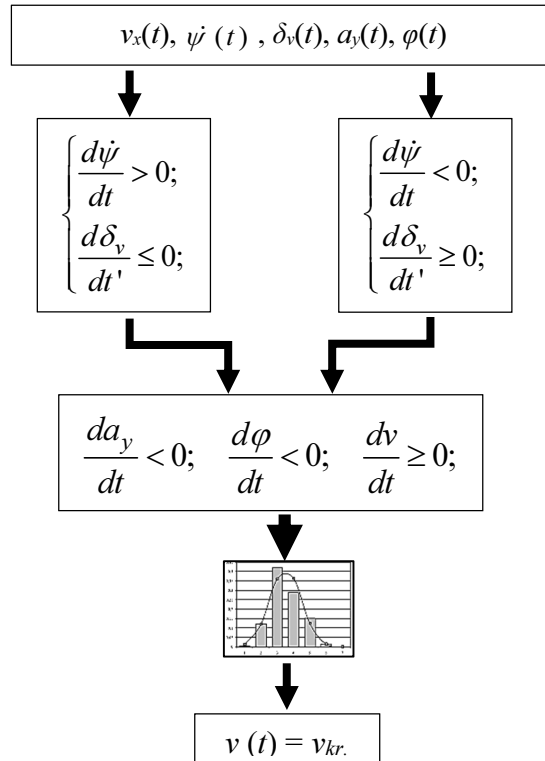
### 3.5.1. Kritinio greičio nustatymo algoritmas

Kritiniam greičiui nustatyti pagal bandymų metu fiksuotus parametrus yra sudaromas algoritmas (3.13 pav.), kai pagal dvi sąlygų grupes atrenkami (filtruojami) tam tikri momentai, atitinkantys važiavimą kritiniu greičiu.

Nurodytoji  $dt$  priklausomybė apima intervalą, kuriam priklauso penki matavimo taškai:  $dt \in [t_i; t_{i+5})$ ,  $dt' \in [t_i + t_{vr}; t_{i+5} + t_{vr})$ . Konkrečiu bandymu tai reiškia 0,5 s, nes bendras parametrų registravimas buvo atliekamas 10 Hz dažniu (arba taikomas filtras iki 10 Hz). Taigi atitinkamo parametro kitimui nustatyti imamas 0,5 s intervalas, per kurį galima įvertinti aiškesnį konkretaus parametro kitimo pobūdį. Ties vairo pasukimo kampo  $\delta_v$  parametru pateikiamas  $dt'$  intervalas taip pat apima penkis matavimo taškus, tačiau šis parametras yra perslinktas per  $t_{vr}$  dydį, kuris žymi vairuotojo reakcijos laiką vairui pasukti. Pagal vairuotojo psichofiziologines savybes reakcijos laikas vairui pasukti yra 1,2–1,4 karto ilgesnis nei įprasta reakcija (Zaranka 2012). Atkreipiant dėmesį į tai, kad tyrimų sąlygomis vairuotojas buvo pasiruošęs galimiems vairo sukimo judesiams, šis laikas  $t_{vr}$ , taikant kritinio greičio atranką, nepadidinamas ir imamas lygus 0,5 s.

Nustačius, kad parametrai atitinka numatytas sąlygas, atrankos rezultatu pateikiamas automobilio važiavimo greitis intervalo pradžioje, momentu  $t_i$ . Sąlygų tenkinimu laikoma, kai apdoroti parametrai atitinka vieną iš pirmosios sąlygos

nelygybių ir antrosios sąlygos nelygybę. Matavimo eilutė atrenkama tik tenkinanti abi sąlygas.



**3.13 pav.** Kritinio greičio nustatymo algoritmo schema

**Fig. 3.13.** Scheme of a critical speed establishing algorithm

Pirmuoju algoritmo etapu įvertinamas momentinis automobilio pasukamumas pagal SAVA kampinio greičio kitimą ir vairuojamųjų ratų pasukimo greitį. Naudojamos pasirinktų parametrų išvestinės, nes, judant apskritimine trajektorija, palengva didėjančiu greičiu (pagal ISO 4138) SAVA kampinis greitis natūraliai yra teigiamas, o vairuojamieji ratai taip pat pasukti teigiamu kampu (3.13 pav.). Į šoninio slydimo sąlygas neįtrauktas variantas, kai  $d\psi/dt' = 0$ , nes tokiu atveju, išlaikant pastovų važiavimo trajektorijos spindulį, slydimas negalimas.

Antruoju algoritmo etapu įvertinamas skersinio pagreičio ir automobilio SAIA kampo kitimas su sąlyga, kad judama nelėtėjančiu režimu ( $dv/dt \geq 0$ ).

Laikoma, kad slydimo atveju skersinis pagreitis pradeda mažėti, kartu mažėjant ir automobilio SAIA kampo kitimui. Neatrenkami atvejai, kai  $d\alpha_y/dt > 0$  ir  $d\varphi/dt > 0$ , nes, pagal pasirinktas bandymo sąlygas didinant važiavimo greitį, šie dydžiai  $\alpha_y$  ir  $\varphi$  dėl didėjančio įcentrinio pagreičio natūraliai didėtų ir be šoninio slydimo.

Pagal abi algoritme numatytas sąlygas šoniniam slydimui (3.13 pav.) atrenkami momentai nulinės reikšmės atžvilgiu, t. y. lyginama ar parametro kitimo intensyvumas buvo teigiamas ar neigiamas. Siekiant tikslesnės kritinio greičio paieškos būtų prasminga optimizuoti nurodytų sąlygų pereinamąsias reikšmes. Tam reikalingos tikslios konkretaus automobilio inertiškumo, padangų šoninio standumo ir pakabos standumo bei slopinimo charakteristikos bei kelio sąlygos. Taigi toks tikslus vertinimas neleistų plačiau taikyti numatytos metodikos. Duomenims filtruoti panaudojus mažiau parametrų ir gavus charakteringą kritinių greičio reikšmių sklaidą (trečiasis algoritmo etapas 3.13 pav.) tolesnei analizei pasitelkiamas statistinis duomenų apdorojimas.

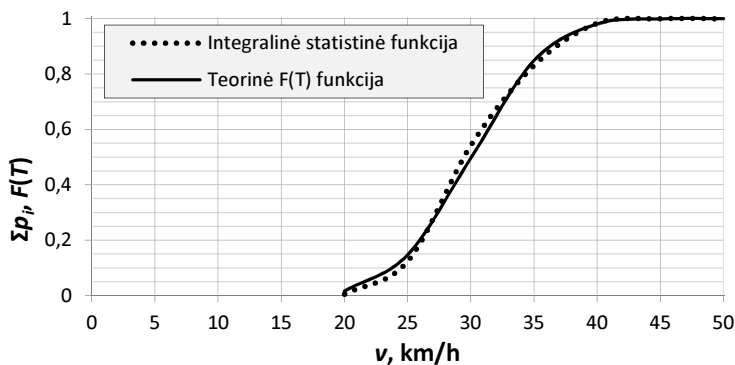
### 3.5.2. Atrinkto kritinio greičio statistinis įvertinimas

Atlikus matavimo duomenų atranką, gauta preliminarinių kritinio greičio reikšmių sklaida. Reikšmės sugrupavus ir nustatčius pagrindines statistines charakteristikas (vidutinę reikšmę, nuokrypį, variacijos koeficientą) bei pagal histogramos ir diferencialinės kreivės formą (paskutinė algoritmo schemos 3.13 pav. dalis) preliminariai nustatyta, kad atrinktų greičių reikšmės išsidėsto pagal normalųjį (Gauso) skirstinį. Teisingą dėsno parinkimą patvirtina sėkmingas patikrinimas pagal Pirono suderinamumo kriterijų  $\chi^2$  (Martinėnas 2004). Teigiamas patikrinimas gautas visiems važiavimo atvejams posūkio trajektorija. Empirinės ir teorinės funkcijų grafikai rodo matuojamo įvykio (ieškomo kritinio greičio) statistinę ir pagal pritaikytą dėsno įvertintą teorinę tikimybę (3.14 pav.).

Didžiausią teorinę pritaikyto skirstinio tikimybę atitinkanti greičio reikšmė laikoma tikruoju kritiniu greičiu. Pagal pateiktą konkretų atvejį (3.14 pav.) jau nuo 36 km/h greičio, automobilis, važiuojantis 15 m spindulio apskritimu, 90 % atvejų yra linkęs slysti skersine kryptimi. Dar didėjant važiavimo greičiui išvengti slydimo neįmanoma.

Lyginant greičio reikšmes, gautas pagal kritinio greičio skaičiavimo formulę (1.7) su reikšmėmis, gautomis pagal sudarytą kritinio greičio nustatymo algoritmą ir pritaikytą statistinę analizę, pastebimi charakteringi neatitikimai: eksperimentiniais tyrimais patikrintais atvejais atrankos modelio rezultatai vidutiniškai 9 % mažesni. Taigi kritinio greičio nustatymo modelis parodo momentą, prieš automobiliui prarandant stabilumą, kai vairuotojas dar turi galimybę išvengti slydimo ir grąžinti automobilį į norimą važiavimo trajektoriją. Be to, tai atitinka padangų

šoninio slydimo pėdsakų susidarymo pradžios momentą, kuris svarbus nustatant kritinį greitį pagal pėdsakų kitimo charakteristikas.



**3.14 pav.** Kritinio greičio empirinės ir teorinės funkcijos grafikas, kai  $R = 15$  m

**Fig. 3.14.** Critical speed graphs of empirical and theoretical function, when  $R = 15$  m

Sudarytas kritinio greičio nustatymo algoritmas veikia tik pagal automobilio judėjimo parametrus, kelio trinties koeficiento naudoti nereikia, todėl, naudojant esamus ir įdiegus papildomus jutiklius automobilyje, modelio algoritmas gali būti pritaikomas aktyviosioms saugumo sistemoms tobulinti.

### 3.6. Automobilio slydimo pėdsakų trajektorijos fotogrametrijos metodu tyrimas

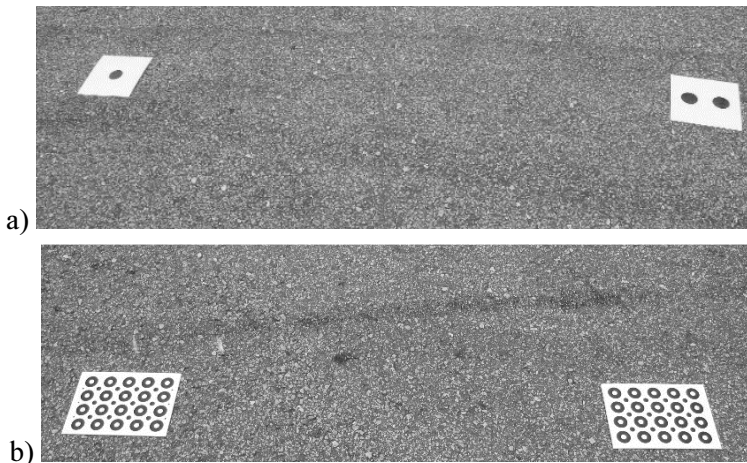
PT judančio automobilio, pasiekusio arba viršijusio kritinio greičio ribą, slydimo pėdsakų trajektorijai nustatyti eismo įvykių ekspertinėje veikloje taikomi pirmajame skyriuje aptarti metodai. Nustatant trajektorijos spindulį pagal išmatuotą stygą ir jos vidurio statmenį, galimos kompleksinės paklaidos dėl matavimo, skaičiavimo tikslumo, be to, praktiškai visam pėdsakui nustatomi tik keli spinduliai. Siekiant išvengti slydimo pėdsakų geometrijos nustatymo netikslumų, tikslinga analizuojamą vietą fiksuoti fotonuotraukomis. Fotografavimas neiškreipiant objekto geometrijos yra nepatogus ir reikalauja kruopštaus pasiruošimo. Siūloma fotogrametrijos principais grindžiama metodika paranki, gana paprasta taikyti eismo įvykio vietoje ir suteikianti galimybių atlikus vaizdų tranguliaciją nuodugniai analizuoti ir gauti reikiamus parametrus jau nebe eismo įvykio sąlygomis.

Siekiant įvertinti šią metodiką uždaroje, sauso asfalto kelio dangos teritorijoje buvo atliekami eksperimentiniai važiavimai. Lengvuju automobiliu *Toyota Avensis* pasiekus pastovų greitį, staigiai pasukamas vairas, kad dėl šoninio slydimo ant kelio dangos susidarytų padangų pėdsakai. Slydimo metu, t. y. posūkio trajektorija judant kritiniu arba didesniu greičiu, automobilio akseleratoriaus pedalo padėtis išlaikoma tokia pati, kaip iki vairo pasukimo, nestabdoma. Tyrimai buvo atliekami 40–70 km/h greičiais, 15–30 m spindulio trajektorijomis.

Jų metu buvo judama posūkio trajektorija pasiekus arba viršijus kritinį greitį taip, kad susidarytų padangų šoninio slydimo pėdsakai.

### 3.6.1. Slydimo pėdsakų trajektorijos tyrimų metodika

Siekiant patobulinti pėdsakų fiksavimo ir trajektorijos parametrų atkūrimo metodiką, slydimo pėdsakų fiksuojami atskirais vaizdo segmentais. Siekiant išvengti vaizdų išdėstymo nuoseklumo klaidų, kiekvienai nuotraukai naudojami du skirtingi žymekliai (3.15 pav.). Pirminė metodikai kurti naudota žymeklių pora (3.15 pav., a) turi akivaizdų tarpusavio skirtumą, tačiau mažiau vaizdų apdorojimo algoritmui aptinkamų charakteringų bruožų. Patobulinta žymeklių pora šių bruožų, t. y. žinomos formos ir spalvos simbolių bei atstumų tarp jų, turi daugiau (3.15 pav., b).



**3.15 pav.** Pėdsakų tyrimuose naudotos dviejų tipų žymeklių poros:

a) pirminė; b) patobulinta su daugiau požymių

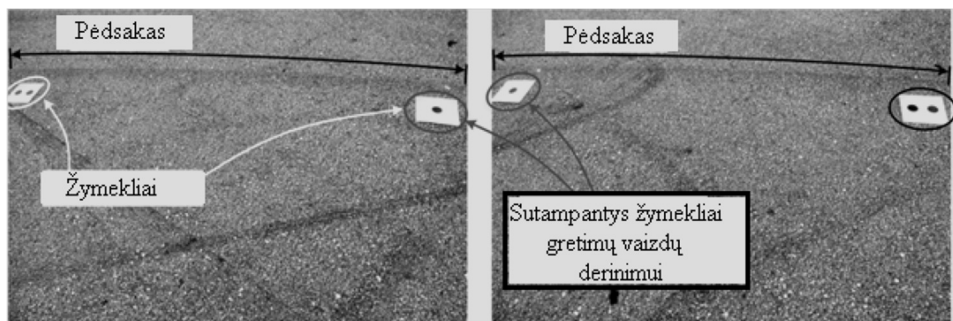
**Fig. 3.15.** Two kinds of marker pairs used in research:

a) primary; b) improved with more features



Žymeklių dydis ir simboliai juose naudojami tolesnėje vaizdų atkūrimo procedūroje. Nuotraukos daromos fotografuojančiajam asmeniui patogiu kampu, užtikrinant kuo geresnę vaizdų kokybę. Specialių reikalavimų fotografavimo kampei nėra.

Tyrimų metu kiekviena PT judančio automobilio palikta įžiūrima padangų slydimo pėdsako trajektorija fiksuojama 2–3 m pločio vaizdų segmentais. Naudojami du skirtingi žymekliai ant kelio dangos, šalia pėdsako išdėstomi tokia tvarka: pirmasis žymeklis dedamas pėdsakų susidarymo pradžios pusėje, antrasis – tolyn pėdsako tęsinio link (3.16 pav.). Kitame pėdsako vaizde pirmasis žymeklis perkeliamas už antrojo, nekeičiant jo padėties iki kito vaizdo, kai jis bus perkeliamas. Vaizdai fiksuojami tolyn pėdsako kryptimi, vis perkeliame vieną žymeklį, o antrąjį naudojant nepalietusį gretimuose vaizduose. Fiksuoti baigiama, kai padangos slydimo pėdsakas vizualiai nebematomas arba jo parametrai tyrimui nebereikalingi.



3.16 pav. Žymeklių išdėstymas gretimuose tiriamo pėdsako vaizduose

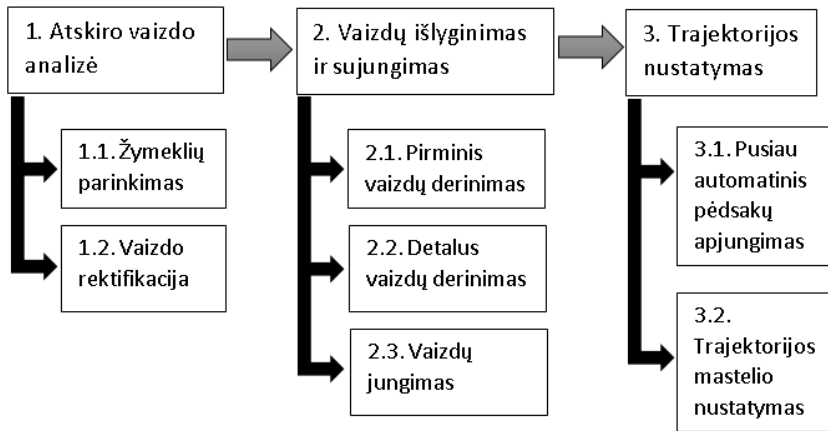
Fig. 3.16. Location of markers in neighbouring images of tiremark

Žymekliuose naudojami simboliai, jų spalva ir išdėstymas yra tikslūs ir žinomi, nes tolesnis vaizdų apdorojimo procesas remiasi užfiksuotų žymeklių simbolių perspektyvos iškraipymais. Reikiamos kelio zonos vaizdas, siekiant praplėsti matomą plotą, paprastai fiksuojamas kampu, tačiau analizuojamame vaizde žymeklis turi būti lengvai aptinkamas, o simboliai jame – aiškūs

### 3.6.2. Fotogrametrijos metodo pritaikymas pėdsakų tyrimams

Automobilio slydimo trajektorijos įvertinimą, naudojant vaizdų analizę, sudaro trys etapai: atskiro vaizdo analizė, vaizdų išlyginimas ir sujungimas, trajektorijos nustatymas. Kiekvieną etapą sudaro atskiri žingsniai (3.17 pav.).

Pirmuoju analizės etapu atliekama atskirų vaizdų rektifikacija. Pirmiausia atliekamas žymeklio aptikimas bendrame vaizde. Matematinis algoritmas, naudojant slenksčio funkciją, atskiria juodas ir baltas vaizdo zonas: baltos – žymekliai, juodos – likęs vaizdas (kelio dangos tekstūra). Priklausomai nuo naudojamo žymeklio tipo (3.15 pav.), identifikuojama žymeklio forma (kvadratas ar stačiakampis) ir pagal tai pasirenkami paieškos kriterijai. Aptikus pirmojo tipo žymeklį (3.15 pav., a), jame užfiksuotos figūros yra elipsės formos, todėl visas vaizdas atkuriamas taip, kad žymeklio figūros atrodytų taisyklingos, kaip žiūrint stačiu kampu.



**3.17 pav.** Pėdsakų trajektorijos nustatymo fotogrametrijos metodu etapai

**Fig. 3.17.** Stages of tiremarks trajectory determination using photogrammetry method

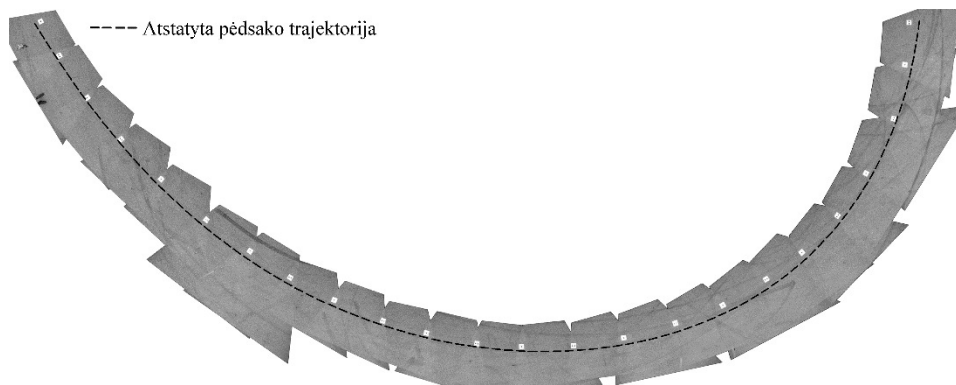
Tobulinant metodo tikslumą, sudarytas antrojo tipo žymeklis (3.15 pav., b), kuris savo figūromis suteikia gerokai daugiau vaizdui atkurti reikalingos informacijos: juodos ir baltos spalvos apskritimai, atstumai tarp jų centrų ir iš šių atstumų žyminčių linijų gaunami tikslūs kvadratai.

Vaizdams atkurti pagal žymekliuose užkoduotą informaciją naudojamas Levenbergo ir Markvarto (angl. *Levenberg-Marquardt*) algoritmas, kuris optimizuoja analizuojamo vaizdo transformacijos matricą, keičiant koeficientų reikšmes. Optimizavus gaunamas mažiausias skirtumas tarp matematiškai nustatytos ir realios fiksuojamo paviršiaus formos. Šis analizės etapas atliekamas kiekvienam vaizdui kaip trajektorijos segmentui atskirai.

Antrojo etapo metu (3.17 pav.) derinami gretimi vaizdai, norint gauti bendrą slydimo trajektoriją. Pirminiam vaizdų derinimui naudojamos žymeklių figūros, kurios aptinkamos I. I. etape. Derinant sutampančius gretutinių vaizdų žymeklius

pagal keturias poras suderintų taškų (du žymekliai) apskaičiuojama projekcinė matrica. Išvengiant algoritmo veikimo sutrikimų tais atvejais, kai vaizdai užfiksuojami nepakankamai tiksliai arba pasikartojantis žymeklis kitame vaizde yra pakeitęs vietą (dėl vėjo ar pėdsakus fiksuojančio asmens klaidos), vaizdai detalčiai derinami pagal kelio dangos tekstūrą. Tam atnaujinami projekcinės matricos koeficientai ir gaunamas tikslesnis gretutinių vaizdų sujungimas. Vaizdai galutinai sujungiami suderinus jų mastelius, t. y. atlikus interpoliaciją pagal skirtingas žymeklių charakteringų vaizdo taškų koordinates.

Trečiuoju vaizdų analizės metodo etapu (3.17 pav.) sudarytoje bendro vaizdo plokštumoje nurodomi kontroliniai matomo slydimo pėdsako trajektorijos taškai. Šiame etape naudotos vaizdo koordinatės vaizdo taškais pakeičiamos į metrus. Mastelis pakeitimui gaunamas pagal identifikuotus žymeklius ir žinomus jų realius matmenis. Kontroliniai pėdsako trajektorijos taškai nurodomi rankomis bendrame sujungtų segmentų vaizde. Eksperimentiniai tyrimai parodė, kad automatinio kontrolinių taškų parinkimo naudoti negalima, nes vaizde gali pasitaikyti papildomų pėdsakų ar panašių vaizdo derinių, kurie su analizuojamu padangos pėdsaku neturi nieko bendro. Taip pat automatinių kontrolinių taškų parinkimą sunkina kintantis pėdsako, kelio tekstūros ir užfiksuotų vaizdų ryškumas. Be to, vaizde gali pasitaikyti kitų, nesusijusių pėdsakų, todėl ekspertas turi kruopščiai įvertinti gautą vaizdą ir atidžiai sužymėti kontrolinius taškus ant analizuojamo pėdsako. Vienos ištisos slydimo trajektorijos atkurtas vaizdas pateikiamas 3.18 paveiksle.

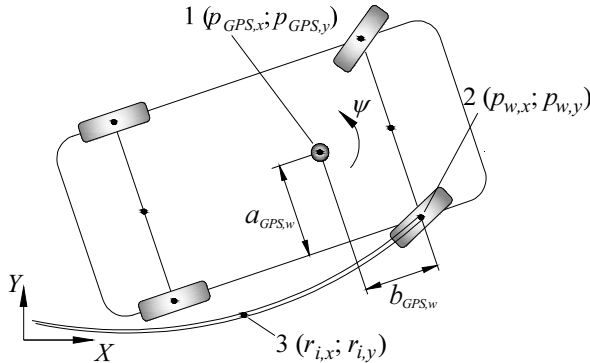


**3.18 pav.** Atkurtas bendras padangos pėdsako vaizdas ir trajektorija  
**Fig. 3.18.** Reconstructed overall tiremark image and trajectory

### 3.6.3. Fotogrametrijos metodu nustatytų slydimo trajektorijų tikslumo įvertinimas

Atliekant eksperimentinius tyrimus, buvo naudojamas padėties jutiklis, *RT GPS*, kurio duomenys atnaujinami kas 0,05 s (20 Hz). Šiuo jutikliu gauti duomenys dažnai naudojami atliekant automobilio padėties ir judėjimo pobūdžio lyginamuosius tyrimus, kurių rezultatai taikomi automobilio stabilumo tyrimams (Leung *et al.* 2011).

Siekiant įvertinti vaizdų analize nustatytos trajektorijos tikslumą, gautas trajektorijas tikslina lyginti su *GPS* jutikliu nustatyta atitinkamo automobilio judėjimo trajektorija (Sar *et al.* 2013). Užfiksuoti automobilio pozicijos duomenys dėl jutiklio montavimo vietos ir automobilio SAVA nesutampa su rato pėdsako trajektorija (3.19 pav.), todėl prieš lyginant trajektorijas perskaičiuojamos koordinatės.



**3.19 pav.** *GPS* jutiklio trajektorijos korekcijos schema:

1 – *GPS* jutiklis; 2 – ratas, kurio pėdsakas analizuojamas; 3 – pėdsakas

**Fig. 3.19.** Scheme of correction of *GPS* sensor trajectory:

1 – *GPS* sensor; 2 – wheel that's tiremark is analysed; 3 – tiremark

Transformuojant *GPS* jutiklio duomenis, taikomi pakeitimai pagal jutiklio montavimo vietą ir automobilio SAVA kampą (3.19 pav.):

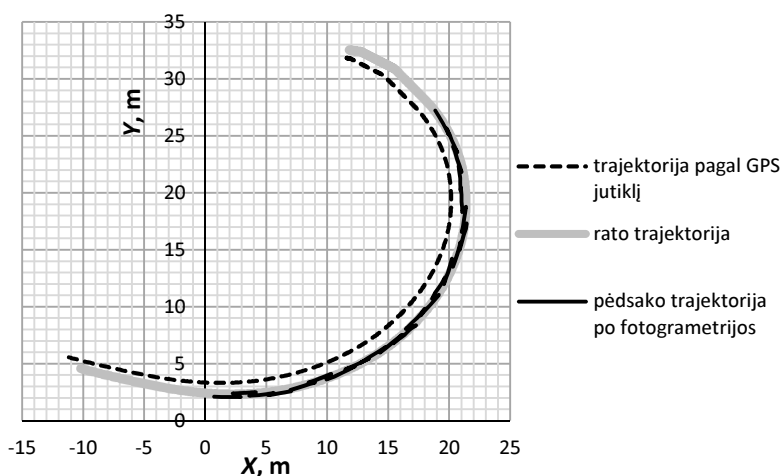
$$\{p\} = \begin{Bmatrix} p_{w,x} \\ p_{w,y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi \\ \sin \psi & \cos \psi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} b_{GPS,w} \\ a_{GPS,w} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} p_{GPS,x} \\ p_{GPS,y} \end{Bmatrix}, \quad (3.17)$$

čia  $a_{GPS,w}$ ,  $b_{GPS,w}$  – atstumas nuo *GPS* jutiklio iki rato atitinkamai skersine ir išilgine automobilio kryptimis;  $\psi$  – automobilio SAVA kampas.

Pataisos dėl automobilio amortizuotos masės išilginių ir skersinių svyravimų dėl mažų kampų neįtrauktos.

Fotogrametrijos metodu nustatyta padangos slydimo trajektorija lyginama su pėdsaką paliekančio rato pėdsako trajektorija, perskaičiuota pagal matuotą *GPS* jutikliu (3.20 pav.). Tyrimų sąlygomis bandytas automobilis turi nepakankamo pasukamumo savybes, todėl analizuojamas priekinio išorinio rato pėdsakas posūkio piko metu linkęs nedaug nutolti nuo automobilio horizontalios plokštumos geometriniam centre sumontuoto *GPS* jutiklio.

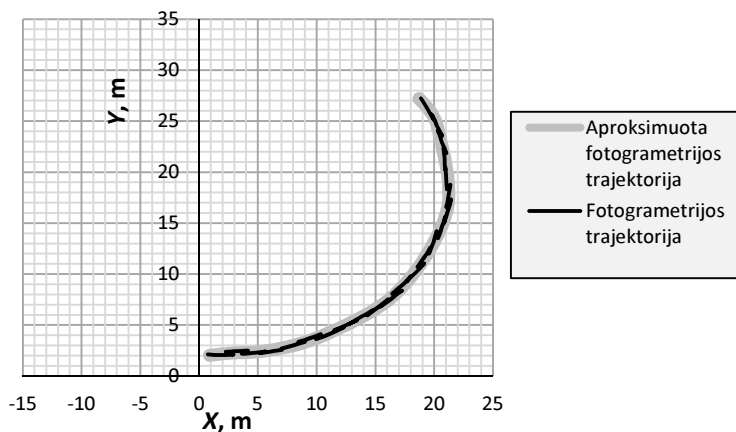
Padangų šoninio slydimo pėdsakai dažniais atvejais nėra ryškūs, dėl to trajektorijos nustatymo 3.1 etapas (3.17 pav.) atliekamas pusiau automatiškai būdu. Tais atvejais fotogrametrijos metodu nustatyta trajektorija nėra tolygi (3.20 pav.), todėl gautos trajektorijos šuoliams panaikinti atliekama duomenų aproksimacija 3–10 laipsnio daugianariais (3.21 pav.). Prieš aproksimaciją pasirinkto laipsnio daugianariu atliekamas trajektoriją aprašančių taškų parametrizavimas. Daugianario laipsnis derinamas pagal nustatytą aproksimavimo tikslumą ( $R^2 > 0,95$ ). Daugianario koeficientai apskaičiuojami mažiausiųjų kvadratų metodu.



3.20 pav. Fotogrametrijos metodu nustatytos trajektorijos palyginimas

Fig. 3.20. Comparison of trajectory evaluated by photogrammetry

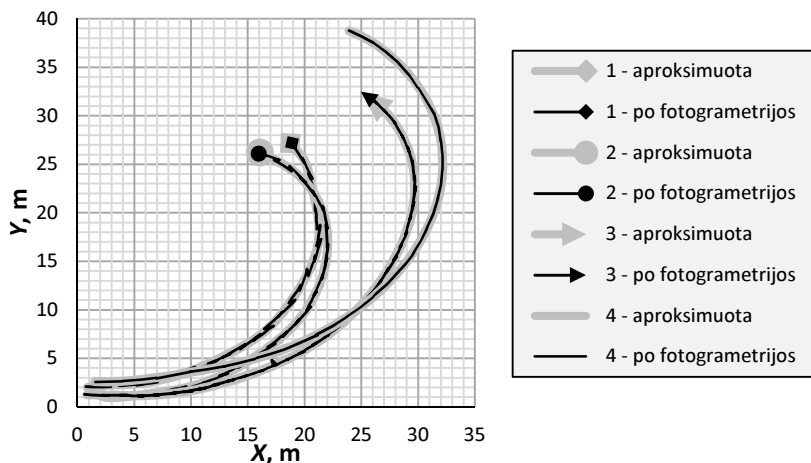
Slydimo metu veikiant trinčiai, aukštesnė aplinkos, kartu ir kelio dangos temperatūra skatina intensyvesnę gumos dalelių atsiskyrimą nuo padangos sąlyčio paviršiaus ant kelio dangos. Eksperimentinių tyrimų sąlygomis, kai oro temperatūra buvo  $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , susidarydavo ryškesni padangų šoninio slydimo pėdsakai, lyginant su tyrimų sąlygomis, tai oro temperatūra buvo  $+15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Šiais atvejais tyrimams naudojamas automobilis, padangos ir kelio danga buvo tos pačios.



3.21 pav. Trajektorijos aproksimavimas

Fig. 3.21. Trajectory approximation

Vizualiai pastebėti pėdsakų ryškumo skirtumai daro poveikį fotogrametrijos metodu nustatytų slydimo trajektorijų tikslumui (3.22 pav.). Neryškus pėdsakas apsunkina jo aptikimą užfiksuotame vaizde ir vaizdais sujungta trajektorija be papildomos aproksimacijos tolesniems skaičiavimams negali būti naudojama (1, 2 trajektorijos 3.22 pav.). Nagrinėjant pakankamo ryškumo pėdsakus, fotogrametrijos metodu gautos slydimo trajektorijos yra pakankamo tikslumo (3, 4 trajektorijos 3.22 pav.) ir papildoma aproksimacija nebūtina.



3.22 pav. Gautos skirtingo tikslumo trajektorijos

Fig. 3.22. Obtained trajectories of various accuracy

Galutinai atkurtos trajektorijos paklaida įvertinama pagal vidutinį absoliutiųjų atstumų skirtumą tarp GPS išmatuotos ir atstatytos trajektorijų:

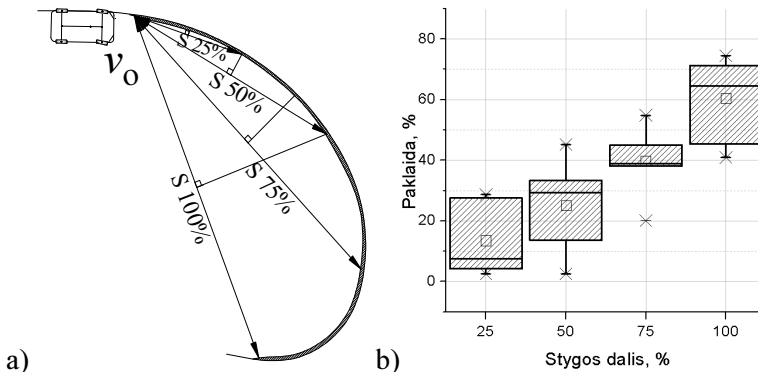
$$E = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N d_i = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |(p_i - r_i)|, \quad (3.18)$$

čia  $N$  – duomenų apie poziciją skaičius iš *GPS* jutikliu išmatuotos trajektorijos;  $p - (x, y)$  koordinatės iš *GPS* jutikliu išmatuotos trajektorijos;  $r$  – taškas iš vaizdų analize atkurtos trajektorijos, esantis arčiausiai pozicijos  $p$ ;  $d_i$  – atstumas tarp lyginamų trajektorijos pozicijos taškų.

Atlikus šešių eksperimentinių važiavimų rezultatų analizę, gauta vidutinė 0,082 m paklaida tarp trajektorijų, sudaranti 0,17 % slydimo trajektorijos ilgio.

### 3.7. Automobilio slydimo pėdsako trajektorijos spindulio nustatymas tiesioginio matavimo būdu

Plačiai taikomas padangų pėdsakų trajektorijos spindulio nustatymo metodas grindžiamas tiesioginiu slydimo pėdsakų parametrų matavimu. Šis metodas orientuotas į tam tikro ilgio pėdsako atkarpos kreivumo įvertinimą. Dėl nepatogių matavimo sąlygų ir metodikos reikalavimų nesilaikymo praktinėje eismo įvykių ekspertų veikloje surinkti duomenys, reikalingi trajektorijų spinduliams nustatyti, nėra tinkami arba yra netikslūs. Viena dažniausių problemų – matuoti pasirinktas visas pėdsako ilgis arba didesnioji jo dalis (3.23 pav., a).



**3.23 pav.** Praktinio padangų slydimo pėdsako parametrų matavimo įvertinimas:

a) matavimo variantai; b) trajektorijos spindulio skaičiavimo paklaidos

**Fig. 3.23.** Estimation of practical measurement of tiremark parameters:

a) measurement variants; b) errors of trajectory speed calculation

Spinduliui nustatyti reikalingas stygos ilgis ir tos stygos vidurio statmuo iki padangos pėdsako (1.8 išraiška 1 skyriuje). Didesniąją pėdsako dalį arba visą pėdsako ilgį pasirinkti matavimui galima tik tada, kai pėdsako kreivumas išlieka nekintamas, tačiau realybėje tai mažai tikėtinas atvejis dėl kintančio automobilio greičio, slydimo intensyvumo ir kt. parametrų. Tokiu būdu netinkamas pėdsako ilgio pasirinkimas minėtiems parametrams matuoti sukuria pagrindą atsirasti didelėms paklaidoms (3.23 pav., b).

Pakankamas trajektorijos spindulio tikslumas galimas matuojant tik pradinį pėdsako segmentą, tačiau tokiu atveju tampa sudėtinga vizualiai tiksliai identifikuoti tikslus pėdsako kontūrus. Stygos vidurio statmuo tokiu atveju yra mažas ir rezultatas tampa labai jautrus matuojamų dydžių tikslumui.

### 3.8. Trečiojo skyriaus išvados

1. Atlikus eksperimentinius tyrimus pagal ISO 4138 standarto reikalavimus buvo sudarytos automobilio pasukamumo charakteristikos, pagal kurias nustatytos kritinės skersinio pagreičio reikšmės. Nustatyta, kad geriausias kibumo sąlygas generuojanti ASS pakėlimo padėtis yra artima važiavimo sąlygoms ant šlapio asfalto dangos, o blogiausias sąlygas atitinkančios padėties kritinis skersinis pagreitis išlieka  $1,16 \text{ m/s}^2$  didesnis, nei važiuojant be ASS žieminėmis padangomis ant snieguotos dangos.
2. Keičiamoms ASS kibumo sąlygoms įvertinti nustatyta redukuota statinė ir dinaminė (slydimo) trintis, kurios reikšmės priklausomai nuo pasirinktų ASS pakėlimo padėčių kinta nuo 0,3 iki 0,6.
3. Pagal eksperimentinių tyrimų duomenis sudarytas kritinio važiavimo greičio nustatymo algoritmas, kuris nustato 9 % mažesnio kritinio greičio momentą lyginant su maksimalias kibumo sąlygas atitinkančiu greičiu. Pagal sudarytą algoritmą nustatytas kritinis greitis atitinka momentą, kai vairuotojas dar turi galimybę suvaldyti pradedantį slysti automobilį. Šis momentas taip pat sutampa su padangų šoninio slydimo pėdsakų atsiradimo ant sauso asfalto dangos pradžia.
4. Sukurta fotogrametrijos principais pagrįsta padangų slydimo pėdsakų geometrijos atkūrimo metodika, suteikianti galimybę analizuoti slydimo pėdsaką per visą jo ilgį, reikiamu žingsniu ir tikslumu bei matematiškai nustatyti trajektorijos parametrus.
5. Pėdsako trajektorijos spindulio skaičiavimo duomenims naudojant tiesiogiai matuojamą pėdsako stygą ir jos vidurio statmenį, nustatytos paklaidos viršija ekspertinėje veikloje taikomą 5 % ribą, todėl darbe tobulinama alternatyvi fotogrametrijos principais pagrįsta metodika yra reikšminga.



---

## **Eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo rezultatų analizė**

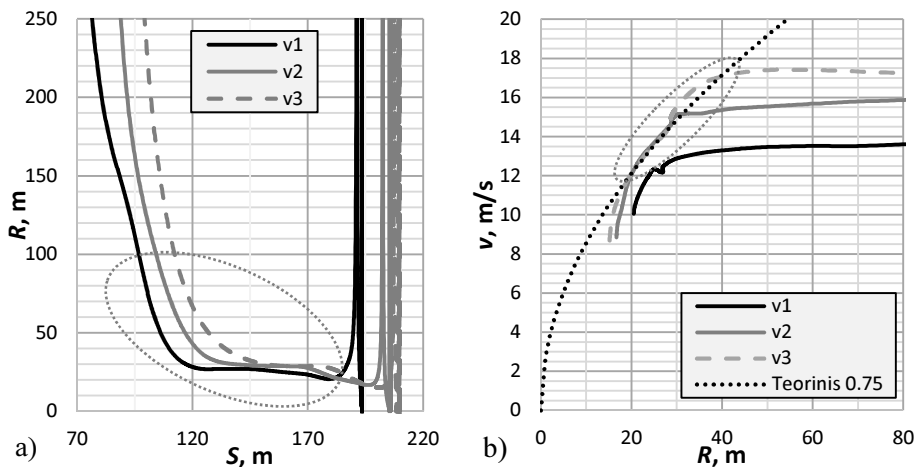
Šiame skyriuje pateiktos iš eksperimentinių tyrimų ir matematinio modeliavimo metodais gautų duomenų sudarytos padangų šoninio slydimo pėdsako ilgio – trajektorijos spindulio – važiavimo greičio priklausomybės. Atliktas ASS matematinio modelio patikrinimas ir sudaryta padangos pėdsako trajektorijos ir greičio priklausomybė, kuri palyginta su eksperimentine. Pateikiamas eismo įvykių ekspertinėje veikloje taikytinas kompleksinis automobilio pradinio važiavimo greičio nustatymo pagal padangų slydimo pėdsakų parametrus metodas.

Skyriaus tematika 2015 m. rugsėjo 15 d. buvo skaitytas pranešimas doktorantų konferencijoje Varšuvos technologijų universitete Automobilių ir statybinių mašinų inžinerijos fakultete.

## 4.1. Posūkio trajektorija slydimo režimu judančio automobilio eksperimentinių tyrimų analizė

Siekiant nustatyti automobilio greičio priklausomybę nuo judėjimo trajektorijos kitimo, analizuojami skirtingais greičiais atliekami posūkio manevrai. Eksperimentiniai važiavimai PT buvo atliekami lengvuju automobiliu *Toyota Avensis* (be ASS) esant sauso asfalto kelio dangai pagal 3.1 poskyryje aprašytą antrojo tyrimų etapo metodiką. Tyrimų metu pasiektų važiavimo greičio ir PT spindulio intervalai vaizduojami 4.1 paveiksle. Žymėjimas  $v_1$  ir  $v_3$  atitinka kraštines pradinio greičio reikšmes, atitinkamai 12,8–17,38 m/s, o  $v_2$  – tarpinio greičio reikšmė.

Trajektorijos spindulio kitimas kelio  $S$  atžvilgiu, esant skirtingiems pradiniais greičiams, vaizduojamas 4.1 pav., a. Didinant pradinį važiavimo greitį ( $v_1 < v_2 < v_3$ ) konkrečioje nuvažiuojamo kelio padėtyje  $S$ , trajektorijos spindulys  $R$  didėja.



4.1 pav. Automobilio judėjimo parametrai posūkio trajektorijos manevro metu:

a) trajektorijos spindulio kitimas nuvažiuoto kelio atžvilgiu; b) važiavimo greičio ir trajektorijos spindulio priklausomybė

Fig. 4.1. Vehicle movement parameters during cornering maneuver: a) trajectory radius variation in respect of distance; b) driving speed dependence on trajectory radius

Detaliai analizei intensyviausioje atliekamo posūkio atkarpoje ( $S$  nuo 100 m iki 180 m) pasirenkama važiavimo greičio ir trajektorijos spindulio priklausomybė (4.1 pav., b). Pasirinkta atkarpa ribojama trajektorijos spindulio ( $R < 80$  m), kurį viršijus konkrečiais atvejais judėjimas jau yra stabilus ir prognozuojamas

(matuotas  $\text{IRK} < 2^\circ$ , padangų pėdsakai nepastebimi), bei momento, kai spindulys manevro pabaigoje pradeda didėti – greičiui gerokai sumažėjus prieš sustojant automobilio trajektorija atitiesinama (vairuotojo veiksmai). Šios sritys 4.1 pav. pažymėtos taškinio kontūro elipsėmis.

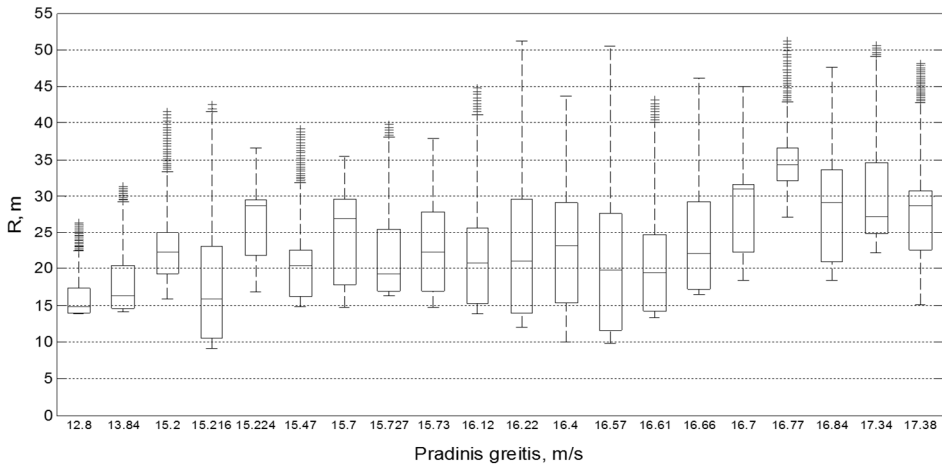
Taškinė linija 4.1 pav., b, žymima teorinė priklausomybė pagal formulę (1.7), kai padangų su kelio paviršiumi trinties koeficientas skersine kryptimi lygus 0,75 ( $\mu_y = 0,9\mu_x$ ). Iš grafiko pastebima, kad teorinė  $R$ – $v$  priklausomybė tik nedideliu intervalu tiksliai atitinka eksperimentines priklausomybes (konkrečiais  $v_2$  ir  $v_3$  priklausomybės, kai  $R$  – nuo 20 iki 30 m). Esant nepakankamam greičiui, t. y. nepasiekus kritinės padangų kontaktinių jėgų ribos (atvejis  $v_1$ ),  $R$ – $v$  priklausomybė nepasiekia teorinės kreivės. Reiškia, judėjimas PT yra stabilus ir vairuotojo kontroliuojamas. Esant per dideliu pradiniam greičiui pagal pasirinktą važiavimo trajektoriją (atvejis  $v_3$ ), pastebima, kad teorinė priklausomybė viršijama. Galima daryti prielaidą, kad tuo važiavimo momentu automobilis slydo ir jo judėjimo trajektorija neatitinka kontaktinių jėgų ribojamos trajektorijos. Taigi, analizuojant realius važiavimo PT atvejus, teorinė greičio priklausomybė nuo trajektorijos spindulio ir trinties koeficiento gali būti taikoma gana siaurame, judėjimo parametrais apibrėžtame intervale. Todėl reikšminga numatyti  $R$ – $v$  priklausomybę platesniu greičio intervalu.

Kai automobilis posūkyje juda slydimo režimu, reikia taikyti tikslesnes greičio prognozavimo metodikas. Slydimo režimas šiuo atveju laikomas automobilio judėjimas paliekant padangų šoninio slydimo pėdsakus. Zona 4.1 pav., b, kai eksperimentinės priklausomybės pasiekia ir viršija teorinę kreivę, sutampa su eksperimentų metu gautais padangų šoninio slydimo pėdsakais. Dėl nepakankamo greičio atveju  $v_1$  padangų pėdsakų nepastebėta.

Eksperimentiniai tyrimai, automobiliu važiuojant posūkio trajektorija slydimo režimu, buvo atliekami ant sauso asfalto dangos ( $\mu_x = 0,85$ ) ir pagal vizualinius padangų pėdsakų stebėjimus nustatyta, kad pėdsakai pastebimi nuo  $7 \text{ m/s}^2$  automobilį veikiančio skersinio pagreičio. Tai reiškia, kad nuo šios ribos padangos pasiekia kontaktinių jėgų piką ir gumos dalelės atsiskiria ant kelio paviršiaus palikdamos slydimo pėdsaką. Gumos dalelių atskyrimą lemia dėl trinties padidėjusi sąlyčio temperatūra ir dėl vertikalios bei skersinės jėgos padidėję tangentiniai įtempiai. Kelio danga kiekvienu atveju gali lemti skirtingą trinties koeficientą, paviršiaus struktūrą ir mikronelygumai – gumos dalelių prikibimo sąlygas. Ant nelygios kelio dangos pėdsakas gali būti neištisinis, o pašalinės dalelės ant dangos (smulki skalda, akmenukai ar nešvarumai) vietoj gumos dalelių pėdsako ant dangos gali sudaryti mechaninių įbrėžimų.

Naudojama matavimo įranga suteikia galimybę dviem atskirais prietaisais (*GPS* ir *WPT*, 3.2 lentelė) susieti automobilį veikiantį skersinį pagreitį su nuvažiuojamu keliu, kas, tyrimų metu ant sauso asfalto dangos viršijus  $7 \text{ m/s}^2$  pagreitį, reiškia padangos pėdsako ilgį  $S$ .

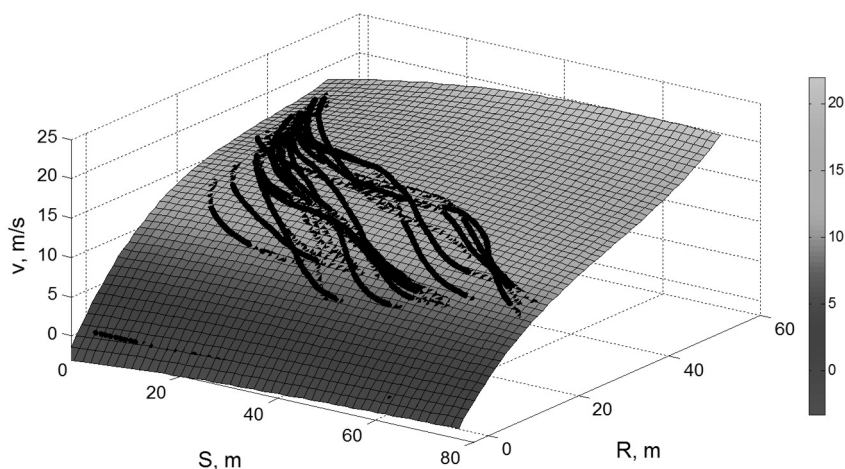
Pagal eksperimentinius duomenis sudarytas grafikas (4.2 pav.) rodo didelę automobilio važiavimo trajektorijos spindulio reikšmių sklaidą priklausomai nuo pradinio greičio, fiksuojamo padangų slydimo pėdsako susidarymo pradžioje. Trajektorijos spindulio ir pradinio greičio priklausomybės kvantilių laukas svyruoja nuo 6,5 m iki 15,5 m, o kvantilių ūsų diapazonas visais atvejais labiau orientuotas teigiama grafiko kryptimi, tai rodo trajektorijos spindulio kraštinių reikšmių didėjimą, t. y. trajektorijos tiesinimą. Pastebima vidutinio trajektorijos spindulio didėjimo tendencija yra nedidelė, nes pradinio greičio reikšmių imtis yra 4,58 m/s.



**4.2 pav.** Trajektorijos spindulio reikšmių sklaida priklausomai nuo greičio  
**Fig. 4.2.** Dispersion of trajectory radius values depending on speed

PT slystančio automobilio trajektorija negali būti įvertinama apibendrintu spinduliu, kuris būtų naudojamas pradiniam greičiui nustatyti pagal teorinę greičio – spindulio priklausomybę (formulė 1.7).

Taigi padangų slydimo pėdsakų trajektorijos kitimas rodo, kad tolesnei analizei spindulio ir greičio reikšmės būtina sieti su padangos slydimo pėdsako ilgiu  $S$ . Pėdsako ilgio – trajektorijos spindulio – greičio ( $S-R-v$ ) priklausomybę vaizduojant bendroje koordinatinių sistemoje sudaryta trimatė funkcija (4.3 pav.). Aukštas determinacijos koeficientas ( $R^2 = 0,964$ ) rodo, kad šią priklausomybę galima aproksimuoti dviejų kintamųjų funkcija.



**4.3 pav.** Eksperimentinė automobilio be slydimo sistemos  $S$ – $R$ – $v$  priklausomybė

**Fig. 4.3.** Experimental  $S$ – $R$ – $v$  chart of vehicle without skidcar system

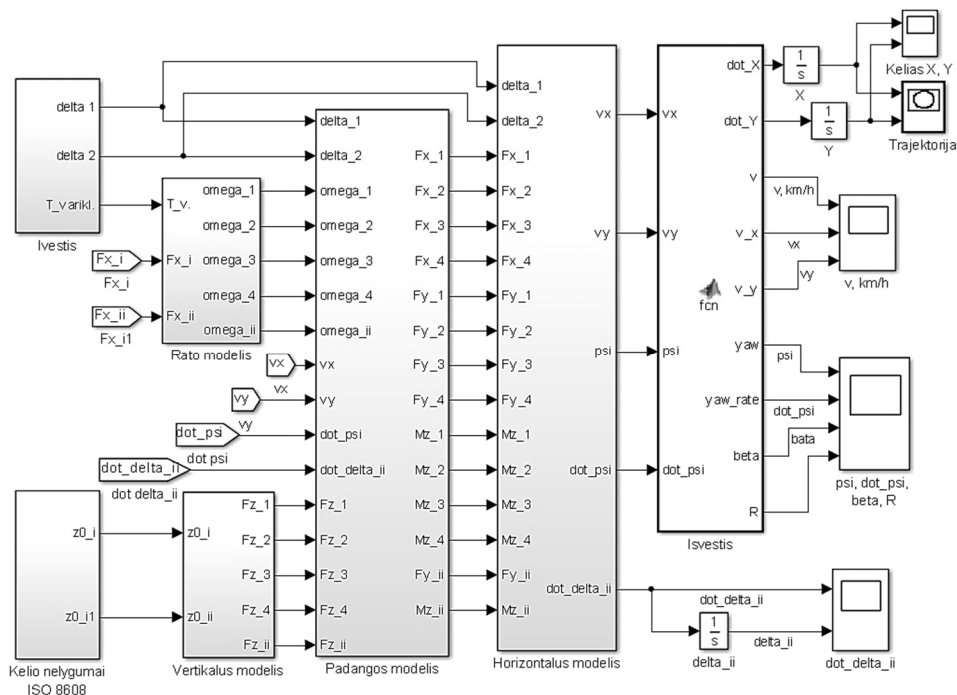
Eksperimentiniais tyrimais gautų duomenų interpretacija trimate funkcija apima gana siaurą automobilio judėjimo parametrų intervalą ir skatina atlikti detalesnę analizę. Tam toliau naudojamas sudarytas 22 l. l. automobilio matematinis modelis, kuriuo įvertinamos ir ASS panaudojimo galimybės.

## 4.2. Slydimo sistemos naudojimo, sukuriant skirtingo kibumo kelio sąlygas, analizė

Sudaryto automobilio su ASS 22 l. l. matematinio modelio (2 skyrius) tikslumas tikrinamas atliekant validavimą eksperimentinių tyrimų rezultatais. Eksperimentiniai tyrimai atlikti automobiliu *Mazda 626* su primontuota ASS, uždaroje aikštelėje, ant sauso asfalto dangos, pagal 3.1 poskyryje aprašytą pirmojo ir antrojo etapo tyrimų metodiką.

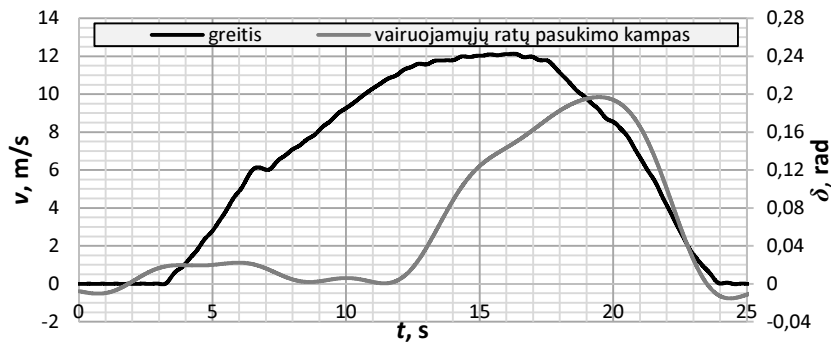
Automobilio judėjimui modeliuoti naudojamas kompiuterinis skaičiavimo paketas *MATLAB/Simulink*, kuriame visos modelį aprašančios išraiškos ir jų ryšiai suvedami grafinio ir tekstinio programavimo formomis. Atskiros modelio dalys ir jų ryšiai su įvesties bei išvesties elementais kompiuterinės programos aplinkoje vaizduojami 4.4 pav.

Modelis validuojamas naudojant vieno iš eksperimentinių tyrimų važiavimo duomenis. Konkretaus eksperimento ir modeliavimo sąlygos atitinka ASS, pakeltą padėtyje Nr. 2 (2.1 lentelė).



**4.4 pav.** Bendras 22 l. l. modelio vaizdas programos *MATLAB/Simulink* aplinkoje  
**Fig. 4.4.** General view of 22 DOF model in program *MATLAB/Simulink* environment

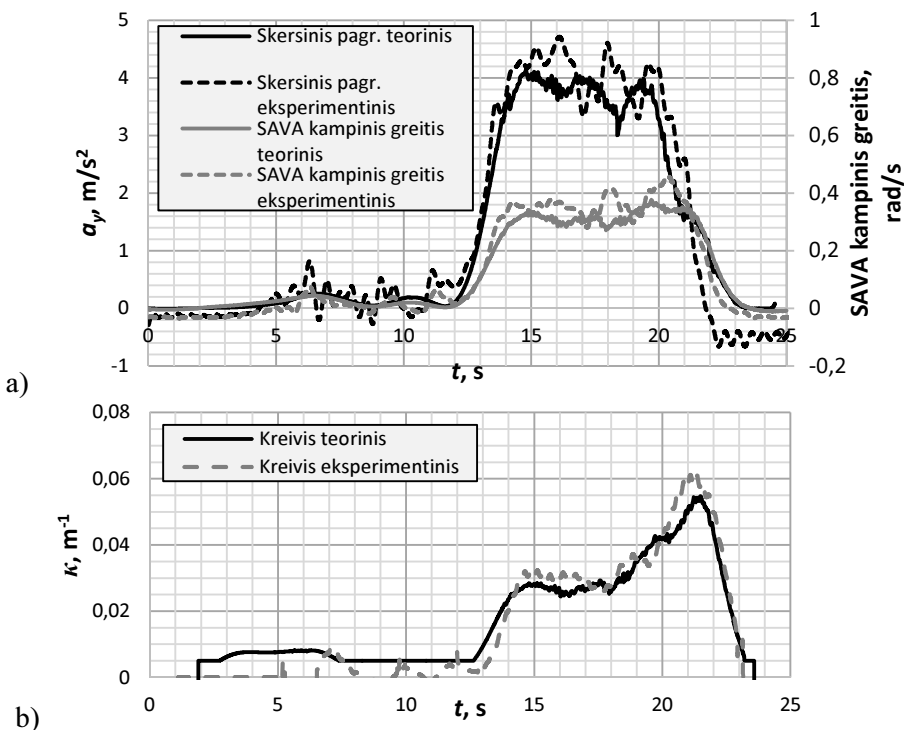
Pasirenkamas tyrimų specifiką atitinkantis automobilio posūkio trajektorijos manevras. Matematinio modelio įvestį atitinka eksperimentinio tyrimo metu išmatuotas automobilio važiavimo greitis ir vairuojamųjų ratų pasukimo kampas (4.5 pav.).



**4.5 pav.** Posūkio manevro įvesties charakteristika modelio patikrinimui  
**Fig. 4.5.** Input characteristic of cornering maneuver for model validation

Pirmąsias 12 s vyksta įsibėgėjimas iki numatyto 12 m/s greičio. Šioje dalyje vairuojamieji ratai pasukami minimaliai ( $\delta < 0,05$  rad), tik koreguojant važiavimo kryptį prieš manevrą. 12–15 s atliekamas staigus vairuojamųjų ratų pasukimas (apie 0,042 rad/s kampiniu greičiu), 15–19 s pasukimas dar didinamas skatinant slydimo režimą (apie 0,02 rad/s). Nuo 20 s vairuojamieji ratai atsukami, nes sumažėja automobilio greitis ir 25 s manevras baigiamas.

Patikrinimo procedūra suteikia galimybę įvertinti sudaryto modelio tikslumą: gautos charakteristikos suliginamos su realiomis sąlygomis, išmatuotomis eksperimento metu. Automobilio kreiviniam judėjimui išskiriamos pagrindinės charakteristikos apima veikiantį skersinį pagreitį ir SAVA kampinį greitį (4.6 pav., a), o judėjimo trajektorijai charakterizuoti pasirenkamas kreivis (4.6 pav., b), kuris savo skaitine reikšme yra patogesnis nei jam atvirkštinis trajektorijos spindulio dydis. Visuose patikrinimo grafikuose ištisinio kontūro kreivės atitinka teorinį, t. y. modeliuojant gautą parametą, o punktyrinis kontūras – eksperimentinį.

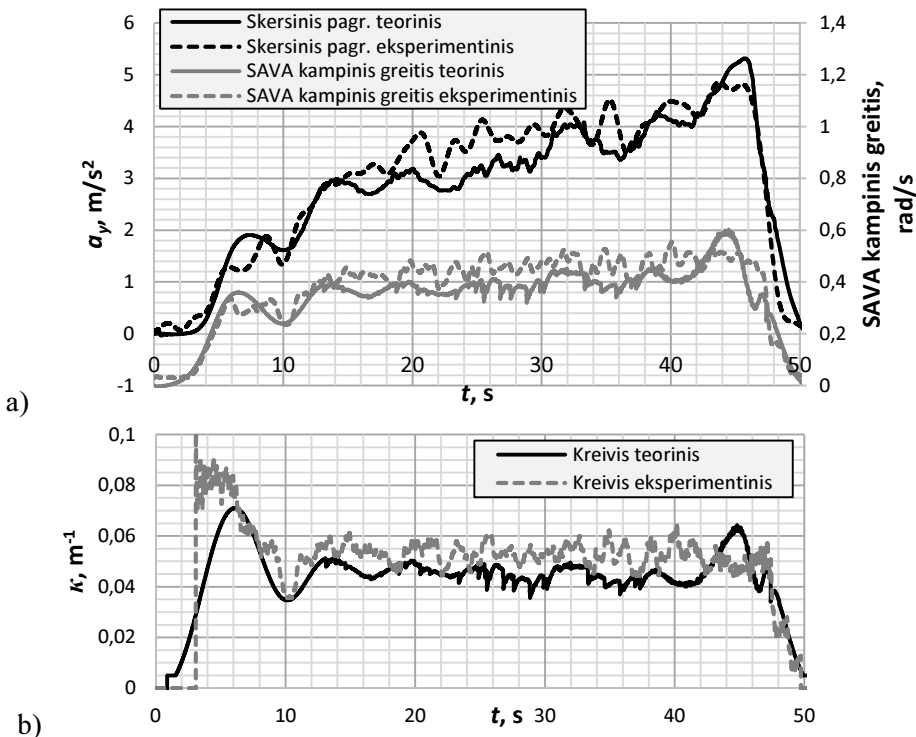


**4.6 pav.** 22 l. l. modelio patikrinimo posūkio manevru charakteristikos: a) skersinis pagreitis ir sukimosi apie vertikalią ašį kampinis greitis; b) trajektorijos kreivis

**Fig. 4.6.** Characteristics of 22 DOF model validation by cornering maneuver: a) lateral acceleration and yaw rate; b) trajectory curvature

Tinkamam palyginimui grafikuose pateiktos eksperimentinės charakteristikos filtruotos žemųjų dažnių filtru (2–3 Hz). Keičiant trajektoriją (4.6 pav. 12–22 s) skersinio pagreičio ir SAVA kampinio greičio kitimo tendencijos sutampa su išmatuotomis eksperimentinėmis reikšmėmis. Pastebimi smulkūs nesutapimai, kurie bendram automobilio judėjimo dinamikos tyrimui didelės įtakos nedaro.

Modelio patikrinimo procedūra kartojama lyginant sumodeliuoto automobilio judėjimo parametrus, kai atliekamas pastovaus posūkio ( $R = 20$  m) didėjančiu greičiu (ISO 4138) manevras pagal 3.1 poskyryje aprašytą pirmojo etapo tyrimų metodiką (4.7 pav.). Išlaikomos tos pačios eksperimento sąlygos ir automobilis su ASS kaip ir patikrinimo posūkio manevru. Šiuo atveju jau nuo manevro pradžios (2 s) palengva pradedamas didinti automobilio greitis iki 12 m/s ribos, neviršijant  $1 \text{ m/s}^2$  išilginio pagreičio. Palyginimui pateiktos skersinio pagreičio, SAVA kampinio greičio ir trajektorijos kreivio charakteristikos (4.7 pav.), kaip ir patikrinimo posūkio manevru atveju, kinta pagal vienodas tendencijas.



**4.7 pav.** 22 l. l. modelio patikrinimo pagal ISO 4138 charakteristikos: a) skersinis pagreitis ir sukimosi apie vertikalią ašį kampinis greitis; b) trajektorijos kreivis  
**Fig. 4.7.** Characteristics of 22 DOF mathematical model validation by ISO 4138:

a) lateral acceleration and yaw rate; b) trajectory curvature



Ekperimentinėje trajektorijos kreivio charakteristikoje (4.7 pav., b) 3–6 s pastebimas šuolis, kuris skiriasi nuo modeliuojant gautos teorinės charakteristikos. Šis šuolis užfiksuotas automobiliui pajudant, kai įvažiuojama į nustatytą apskritiminę trajektoriją, todėl pastebimas charakteristikų skirtumas nelaikomas modeliavimo rezultatų neatitiktimi.

Taigi eksperimentinėms artimos modeliavimo rezultatų charakteristikos rodo, kad sudarytas automobilio su ASS 22 l. l. matematinis modelis yra pakankamai tikslus ir jį galima naudoti tiriant automobilio kreivinį judėjimą.

Pagrindinis sudarytos trimatės funkcijos (4.3 pav.) formą veikiantis parametras yra trinties koeficientas tarp padangos ir kelio paviršiaus bei automobilio pasukamumą lemiantys pagrindiniai parametrai (varančioji ašis, sunkio centro padėtis). Šie parametrai gali būti keičiami simuliuojant automobilio judėjimą sudarytu matematiniu modeliu ir taip gaunamos atskiros priklausomybių grupės. Ekperimentinių tyrimų metu naudota ASS taip pat suteikia galimybę keisti automobilio kibumo su kelio danga sąlygas ir pasukamumą.

Naudojant sudarytą automobilio su ASS 22 l. l. matematinį modelį, formuojama  $S$ – $R$ – $v$  priklausomybė (4.8 pav., a). Ši priklausomybė papildoma eksperimentinių tyrimų duomenimis. Gautam tikslumui ( $R^2 = 0,986$ ) pakanka duomenis aproksimuojančios 9 koeficientų funkcijos (koeficientai pateikiami 4.1 lentelėje):

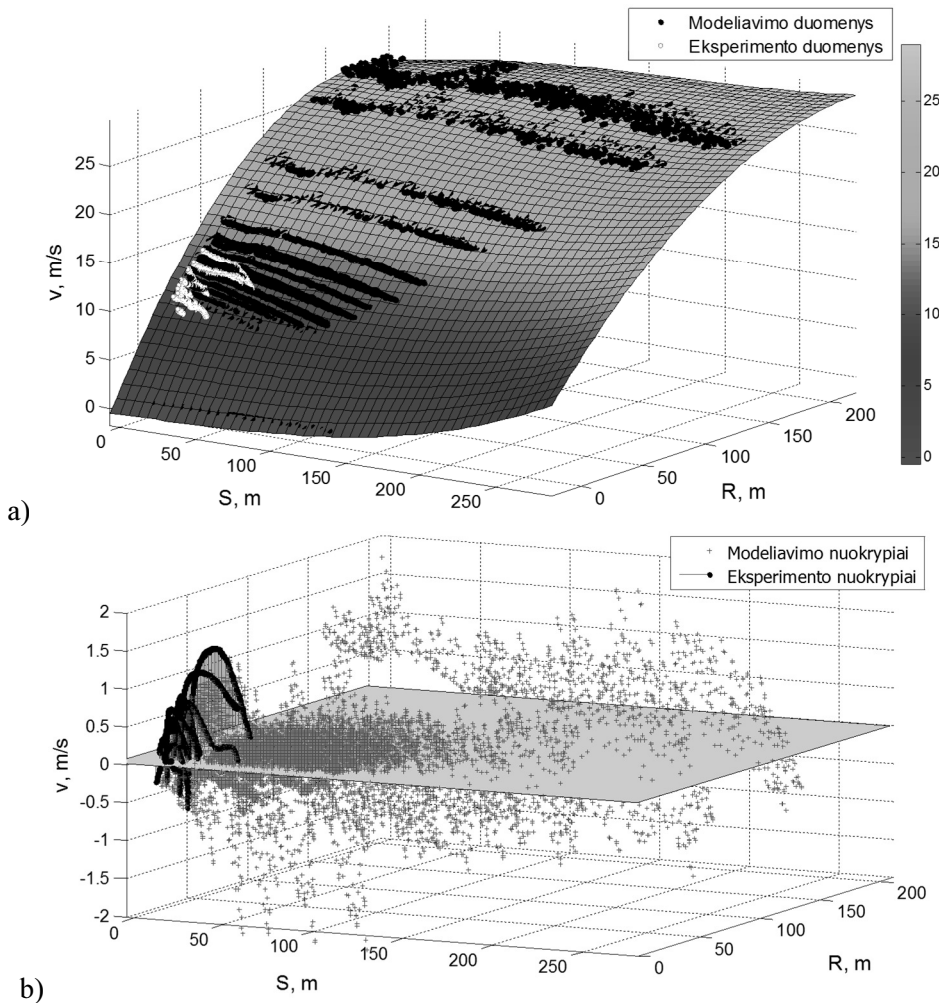
$$v(S, R) = p_{12}SR^2 + p_{21}S^2R + p_{30}S^3 + p_{02}R^2 + p_{11}SR + p_{20}S^2 + p_{01}R + p_{10}S + p_{00}. \quad (4.1)$$

**4.1 lentelė.** Daugianario koeficientai naudojant slydimo sistemą

**Table 4.1.** Coefficients of polynomial function using skidcar system

Koeficientas	Reikšmė (su 5 % paklaida)
$p_{00}$	15,62 (15,6; 15,64)
$p_{10}$	–0,2816 (–0,3028; –0,2603)
$p_{01}$	7,29 (7,266; 7,314)
$p_{20}$	0,04094 (0,02239; 0,05948)
$p_{11}$	–0,1772 (–0,2059; –0,1485)
$p_{02}$	–1,11 (–1,123; –1,098)
$p_{30}$	0,03984 (0,03043; 0,04925)
$p_{21}$	–0,06918 (–0,08434; –0,05402)
$p_{12}$	0,108 (0,09376; 0,1223)

Eksperimentinių tyrimų ir modeliavimo duomenys sudarytai konkrečiai priklausomybei (4.1) parinkti naudojant II ASS pakėlimo padėtį. Matematiniam modelyje automobilio ir ASS ratų statinės normalinės jėgos, atitinkančios ASS pakėlimo aukštį, parinktos pagal išmatuotas apkrovas (4.1 lentelė).



**4.8 pav.** Modeliavimo, naudojant slydimo sistemą ir eksperimentinius duomenis,  $S$ – $R$ – $v$  priklausomybės: a) suformuotos priklausomybės grafikas; b) modeliavimo ir eksperimentinių duomenų nuokrypiai nuo suformuotos priklausomybės

**Fig. 4.8.**  $S$ – $R$ – $v$  chart from modeling with skidcar system and experimental research: a) formed dependence chart; b) residual values of modeling and experimental research

Sudarytą priklausomybę palyginus su ją formuojančiais modeliavimo duomenimis, sudarytas absoliučiąjų reikšmių nuokrypių grafikas (4.8 pav., b), nustatyta liekamųjų paklaidų kvadratų suma  $SSE = 6791$ , vidutinė kvadratinė paklaida  $RMSE = 0,668$ . Tame pačiame grafike vaizduojamas ir aproksimuojančios funkcijos patikrinimas eksperimentinių tyrimų duomenimis. Siauresniame nei modeliavimo rezultatai eksperimento  $S-R$  taškai (4.8 pav., b, juodos spalvos kontūrai) išsidėstę teigiamoje nuokrypio dalyje, tačiau neviršija 1,5 m/s dydžio. Teigiamųjų nuokrypių tendencija pradinėje  $S-R$  zonoje gauta ir su modeliavimo duomenų nuokrypiais, kurie, didėjant  $S-R$  zonai, pasiskirsto tolygiau. Nustatyti paklaidų parametrai ( $SSE = 883,4$  ir  $RMSE = 0,6004$ ) rodo, kad sudaryta priklausomybė (4.8 pav., a) tiksliai atitinka eksperimentinių tyrimų rezultatus.

Remiantis sudarytu kritinio greičio nustatymo algoritmu (3.5 skyrius) ir vizualiniu padangų slydimo pėdsakų susidarymo įvertinimu, duomenys sudarytai priklausomybei atrinkti, kai posūkio trajektorija judantį automobilį su ASS veikia didesnis kaip  $4,81 \text{ m/s}^2$  skersinis pagreitis. Nustatyto didžiausio trinties koeficiento reikšmė (3.10 pav.) rodo, kad skersinis pagreitis turėtų būti didesnis, tačiau praktiškai įsitikinta, kad padangų šoninio slydimo pėdsakai linkę susidaryti dar nepasiekus kritinės ribos.

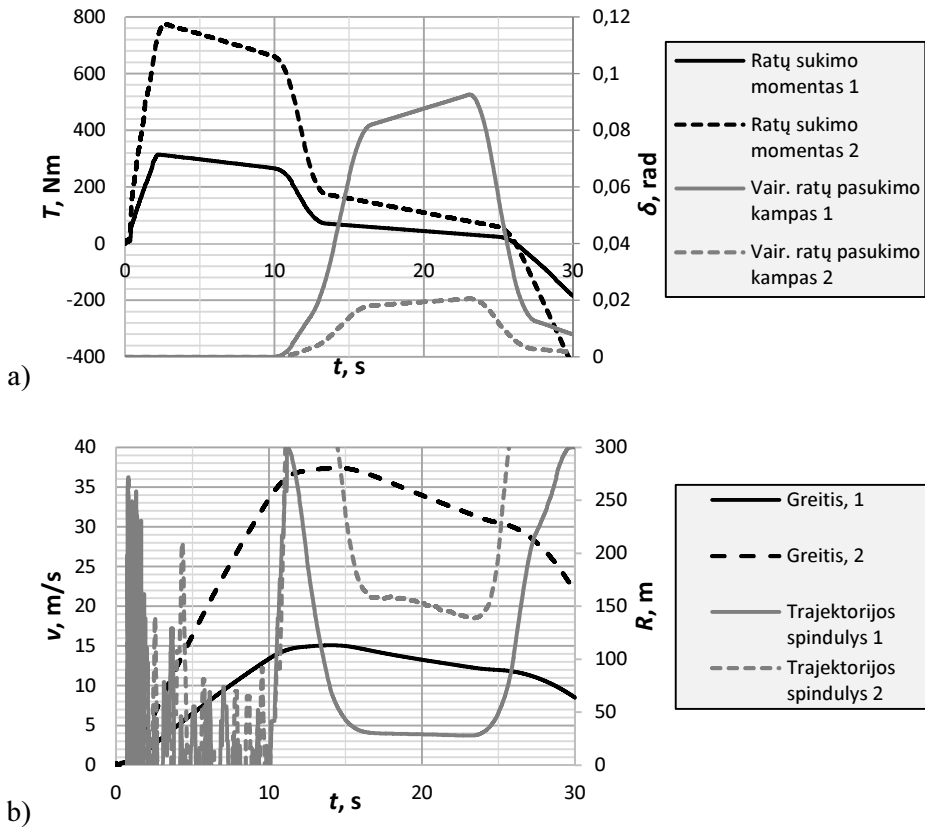
Sudaryta ir eksperimentiškai patikrinta priklausomybė dar kartą patvirtina tiek sudaryto 22 l. l. matematinio modelio tinkamumą šio tipo automobilio manevrams, tiek ASS galimybę naudoti kaip simuliacinę įrangą, sukuriant skirtingo kibumo kelio sąlygas.

### 4.3. Posūkio trajektorija slydimo režimu judančio automobilio matematinio modeliavimo analizė

Siekiant nuodugniau įvertinti automobilio greičio ir trajektorijos spindulio priklausomybę, naudojama teorinių charakteristikų, gautų iš matematinio modelio, analizė. Sudarytame automobilio su ASS matematiniam modelyje deaktyvavus ASS veikimą charakterizuojaiančias priklausomybes ir pakoregavus automobilio inertiškumo parametrus (pagal *Mazda 626*), gaunamas 14 l. l. lengvojo automobilio matematinis modelis. Taip pat naudojamas sausą asfaltą atitinkantis padangų su kelio paviršiumi trinties koeficientas ( $\mu = 0,85$ ) ir kelio paviršiaus nelygumas (C klasė pagal ISO 8608).

Matematinio modeliavimo būdu praplečiamos analizuojamų priklausomybių ribos – važiavimo greičiai ir trajektorijų dydžiai. Eksperimentinių tyrimų metu įsibėgėjimo ir manevro atlikimo galimybes riboja aplinkos sąlygos, be to, sudėtinga užtikrinti nuoseklias automobilio judėjimo charakteristikas.

Matematiniam modeliui suteikiamos įvesties charakteristikos, atitinkančios tiriamą PT manevrą, pateiktos 4.9 pav., a. Juodos spalvos kontūro charakteristika vaizduoja modelyje naudojamą mažiausią ir didžiausią varantiesiems ratams tenkanti sukimo momentą, pilkos spalvos kontūro charakteristika – vairuojamųjų ratų pasukimo ribos. Taigi charakteristikas žymintys indeksai 1 ir 2 (arba ištinis ir punktyrinis kontūrai) atitinka teorinės analizės ribas: ištinis kontūrai – mažiausio greičio ir didžiausio pasukimo manevras, punktyriniai kontūrai – didžiausio greičio ir mažiausio pasukimo manevras.



**4.9 pav.** Staigaus posūkio manevro modeliavimas: a) įvesties charakteristikų ribos; b) gautas greitis ir trajektorijos spindulys

**Fig. 4.9.** Modeling of sudden cornering maneuver: a) input characteristics range; b) obtained speed and trajectory radius

Kaip matyti iš grafiko (4.9 pav., a), manevro pirmąsias 10 s vyksta automobilio įsibėgėjimas – varantiesiems ratams suteikiamas didžiausias sukimo momentas. Nuo 10 s pradedamas posūkio atlikimas, didinant vairuojamųjų ratų pasukimo kampą. Pastovaus posūkio atlikimo stadijoje (15–25 s) automobilis pasukamas intensyviausiai. Siekiant imituoti kuo ilgesnį slydimą šioje stadijoje dar nedaug intensyvinamas ratų pasukimas. Sukimo momentas varantiesiems ratams posūkio stadijoje gerokai sumažinamas, imituojant realias PT negreitėjant ir nestabdant slystančio automobilio sąlygas. Nuo 25 s posūkio manevras baigiamas – vairuojamieji ratai tiesinami, varantiesiems ratams suteikiamas neigiamas sukimo momentas (stabdymas).

4.9 pav., b, vaizduojamos automobilio greičio ir trajektorijos spindulio charakteristikos, atlikus 4.9 pav., a, nurodytas modelio įvestis. Pastebima, kad modeliuojant mažesnį greitį gaunamas trajektorijos spindulys posūkio manevro metu išlieka beveik pastovus, o didesnio greičio atveju linkęs mažėti (4.9 pav., b). Pirminėje posūkio stadijoje (15–16 s) automobilis tiesina judėjimo trajektoriją (padidėja spindulys), t. y. nepakanka padangų kontaktinių jėgų automobilio tiesų judėjimą palaikančiai inercijai kompensuoti. Staiga posūkio manevro metu automobilio greitis linkęs mažėti dėl veikiančių papildomų judėjimo pasipriešinimo jėgų. Kinetinė energija naudojama šoniniam padangų deformavimui, atsirandančiai trinčiai ir temperatūrai tarp padangos ir kelio paviršiaus, labiau apkrautų pakabos elementų judėjimui. Jau sumažėjus greičiui, padangos užtikrina pakankamo dydžio kontaktines jėgas ir automobilio trajektorijos spindulys sumažėja, t. y. artėja prie vairuojamaisiais ratais užduotos trajektorijos.

Naudojant sudarytą automobilio matematinį modelį atlikta 30 judėjimo PT simuliacijų 15–37 m/s pradinių greičių intervale. Gautos priklausomybės kaip ir eksperimentinių rezultatų atveju siejamos su posūkyje slydimo režimu judančio automobilio padėtimi ir sudaroma  $S - R - v$  priklausomybių grupė, vaizduojama juodu storu kontūru (4.10 pav.). Šioms priklausomybėms pritaikius regresinės analizės modelį, sudaroma automobilio judėjimo parametrus siejanti trimatė funkcija, kurios koeficientai pateikiami 4.2 lentelėje:

$$\begin{aligned} v(S, R) = & p_{13}SR^3 + p_{22}S^2R^2 + p_{31}S^3R + p_{40}S^4 + p_{03}R^3 + p_{12}SR^2 + \\ & p_{21}S^2R + p_{30}S^3 + p_{02}R^2 + p_{11}SR + p_{20}S^2 + p_{01}R + p_{10}S + p_{00}. \end{aligned} \quad (4.2)$$

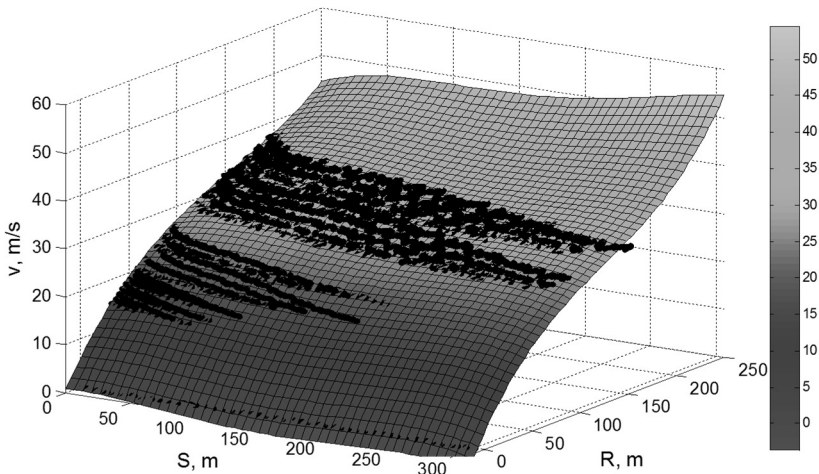
Ketvirtojo laipsnio dviejų kintamųjų daugianaris sudarytas matematinių skaičiavimų paketu MATLAB. Daugianario funkciją aprašančių koeficientų reikšmės pateikiamos 4.2 lentelėje. Nustatytas determinacijos koeficientas ( $R^2 = 0,979$ ) rodo, kad funkcija parinkta teisingai ir sutampa su modeliavimo duomenimis.

**4.2 lentelė.** Daugianario koeficientai pagal modeliavimo duomenis

**Table 4.2.** Coefficients of polynomial function according to modeling data

Koef.	Reikšmė (su 5 % paklaida)	Koef.	Reikšmė (su 5 % paklaida)
$p_{00}$	26,27 (26,24; 26,31)	$p_{21}$	-0,2708 (-0,3218; -0,2199)
$p_{10}$	-1,288 (-1,345; -1,23)	$p_{12}$	-0,07934 (-0,139; -0,01963)
$p_{01}$	6,937 (6,89; 6,984)	$p_{03}$	0,3146 (0,2808; 0,3484)
$p_{20}$	-0,176 (-0,2159; -0,1362)	$p_{40}$	-0,2564 (-0,2701; -0,2427)
$p_{11}$	-0,07243 (-0,1216; -0,02325)	$p_{31}$	0,08888 (0,06654; 0,1112)
$p_{02}$	-1,501 (-1,548; -1,455)	$p_{22}$	0,05617 (0,01638; 0,09596)
$p_{30}$	0,823 (0,7839; 0,862)	$p_{13}$	0,04832 (0,01218; 0,08446)

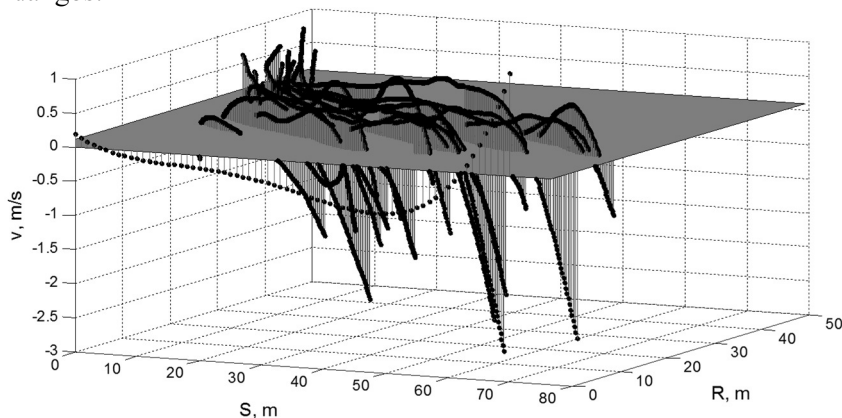
Suformuotas paviršius atspindi važiavimo greičio  $v$  – trajektorijos spindulio  $R$  priklausomybės kitimą pėdsako ilgio  $S$  atžvilgiu. Pastebimas greičio reikšmių didėjimas, didėjant pėdsako ilgiui, rodo, kad padangų slydimo pėdsako susidarymo sąlygomis nemažėjant trajektorijos spinduliui, greitis turi didėti, t. y. slydimui palaikyti reikalingas kinetinės energijos rezervas. Realiomis sąlygomis tokie atvejai reti (slydimas didinant variklio traukos momentą) ir tą patvirtina žemėjančios juodo kontūro linijos (4.10 pav.), reiškiančios palaipsnį greičio mažėjimą, išlaikant pėdsako susidarymo sąlygas.



**4.10 pav.** Modeliavimo be slydimo sistemos  $S$ – $R$ – $v$  priklausomybės grafikas

**Fig. 4.10.** Chart of  $S$ – $R$ – $v$  from modeling without skidcar system

Sudarytos dviejų kintamųjų priklausomybės (4.10 pav.) validumą realiomis važiavimo sąlygomis patvirtina grafiškai pateiktos eksperimentinių tyrimų liekamosios paklaidos (4.11 pav.). Eksperimentinės  $S - R - v$  charakteristikos, kaip ir modeliuojant, gautos PT manevrą atliekant automobiliu *Mazda 626* ant sauso asfalto dangos.



**4.11 pav.** Regresijos modelio liekamosios paklaidos pagal eksperimentinius tyrimus

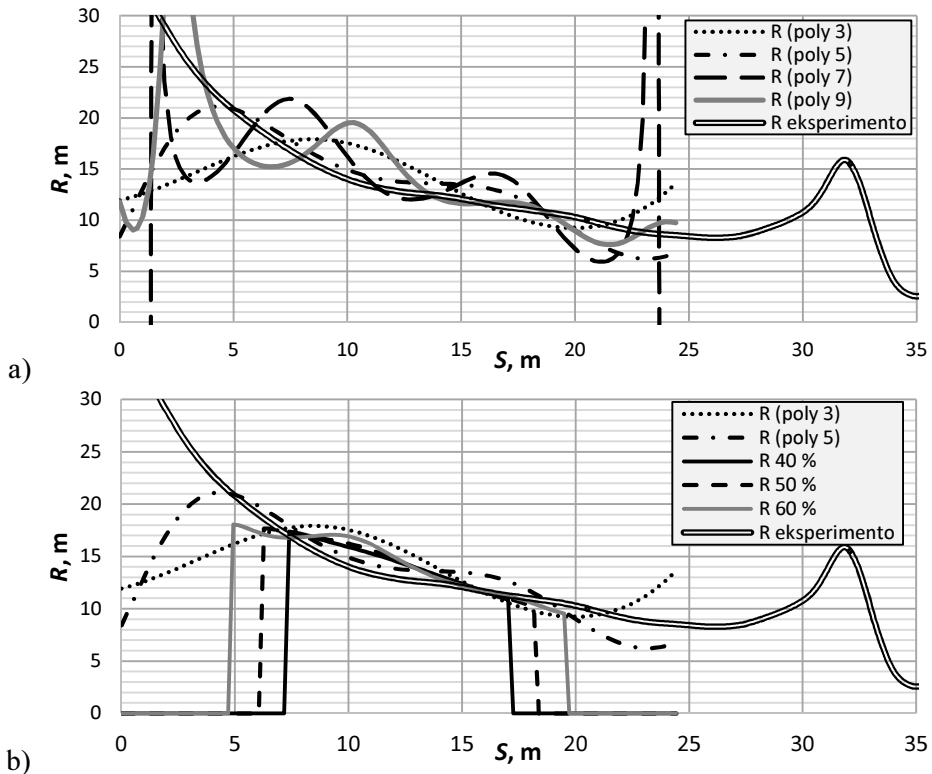
**Fig. 4.11.** Residual values of regression model according to experimental research

Nustatytos didžiausios absoliutinės paklaidos neviršija 2,5 m/s greičio reikšmės, o vidutinė kvadratinė paklaida  $RMSE = 0,475$ . Automobilio pradiniam greičiui prognozuoti svarbiausia yra pirminė slydimo stadija, kol vyksta laisvasis šoninis slydimas be stabdymo ar greitinimo ir kol greitis nesumažėja dėl kinetinės energijos nuostolių. Šioje stadijoje ( $S < 30$  m) absoliutinės greičio paklaidos neviršija 1,5 m/s.

Taigi modeliuojant gauta ir eksperimentinių tyrimų duomenimis patikrinta  $S - R - v$  priklausomybė (išraiška 4.2) yra tinkama tiriamos klasės automobilio pradiniam greičiui prognozuoti pagal žinomus padangos slydimo pėdsako ilgio  $S$  ir trajektorijos spindulio  $R$  parametrus. Matematinis modeliavimas leido praplėsti tiriamo greičio intervalą iki 50 m/s, o norint tai atlikti eksperimentiškai, reikia specialių sąlygų.

#### 4.4. Kompleksinis fotogrametrijos ir trajektorijos kitimo charakteristikų naudojimas pradiniam greičiui nustatyti

3.6.3 skirsnyje naudojamas fotogrametrijos metodu gautų trajektorijų aproksimavimas yra tinkamas sudarant kuo tikslesnę trajektoriją pagal nustatytus pėdsako koordinačių taškus. Ieškant trajektorijos spindulio, skaičiuojama trajektoriją aproksimuojančio daugianario išvestinė, atitinkanti kreivės liestinę. Šios liestinės statmuo iki susikirtimo su kito trajektorijos taško liestinės statmeniu laikomas momentiniu spinduliu. Padangos pėdsakų fotogrametrijos duomenis aproksimuojant 3–9 laipsnio daugianariais, gautas trajektorijos spindulio kitimas pėdsako ilgio  $S$  atžvilgiu, lyginant su eksperimento metu matuotu, vaizduojamas 4.12 pav., a.



**4.12 pav.** Trajektorijos spindulio nustatymas aproksimuojant:

a) 3–9 laipsnio daugianariais; b) pagal dalį pėdsako ilgio

**Fig. 4.12.** Determination of trajectory radius by approximating:

a) 3–9 degree polynomial; b) according to part of tiremark length



Žemiausiosios eilės daugianariu (poly 3) gauta charakteristika yra tolydi, tačiau blogiausiai atitinka eksperimentinę. Didžiausiosios eilės daugianario charakteristika (poly 9) yra labai jautri įvedamų pėdsako trajektorijos taškų tikslumui, todėl yra labai netolydi. Konkrečiu analizuojamu atveju (4.12 pav., a) slydimas vyksta beveik 25 m. Manevro pabaigoje (25–35 m) padangų pėdsakai nebesusidaro, todėl pateikiama tik eksperimento  $S-R$  charakteristika, kurioje matomi šuoliai reiškia judėjimo trajektorijos atitiesinimą automobiliui sulėtėjus.

Norint tiksliau nustatyti trajektorijos spindulio kitimą, fotogrametrijos metodu gautos trajektorijos aproksimuojamos trumpesniame pėdsako ilgio intervale. Lyginant su aproksimavimu pagal visą pėdsako ilgį (poly 3–5), gaunamas tolydesnis spindulio kitimas (4.12 pav., b). Eksperimentiškai nustatyta, kad, atsižvelgiant į tikslumą, aproksimavimą optimalu atlikti pagal vidinę 50 % pėdsako dalį. Mažesnė ilgio dalis tikslumo nepadidina, o šią dalį didinant suintensyvėja spindulio reikšmių kitimas (4.12 pav., b). Aproksimuojant pagal dalį pėdsako ilgio, spindulio kitimo charakteristika nėra jautri daugianario laipsniui, todėl pakanka naudoti trečiojo laipsnio daugianarį. Nors eksperimentiniai duomenys perkeliama į slydimo pėdsaką paliekančio rato trajektoriją (formulė 3.17), tačiau paklaidas tarp trajektoriją aproksimuojančios ir eksperimentinės kreivės sudaro ir GPS jutiklio matavimo paklaida bei staigiam manevrui mažas 20 Hz dažnis (3.2 lentelė).

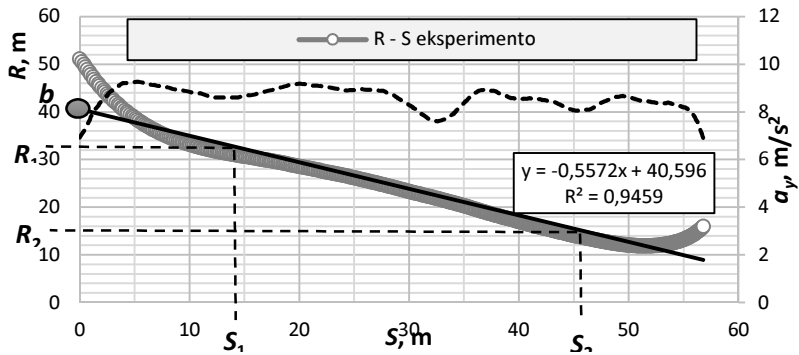
Spindulio nustatymui analizuojant ne visą pėdsako ilgį, atmetamos pradžios ir pabaigos dalys, tačiau nustatyta vidinė trajektorijos spindulio kitimo dalis yra gerokai tolydesnė t. y. kinta siauru spindulio intervalu. Pagal šią spindulio kitimo dalį taikant ekstrapoliacijos metodus, galima nustatyti visą spindulio kitimo priklausomybę, tačiau kraštinėse zonose pastebimos neatitiktys, todėl geriausia naudoti centrinę trajektorijos dalį.

Sudarytu fotogrametrijos metodu nustačius slydimo trajektorijos spindulio kitimą pėdsako kelio atžvilgiu (4.12 pav., a), pastebimą tiesinę priklausomybę t. y. spindulys slydimo kelio atžvilgiu mažėja tolydžiai. Ši tendencija išryškėja, kai spindulio kitimas nustatomas iš nusistovėjusios slydimo kelio dalies (4.12 pav., b). Toks ryšys sietinas su konkrečia automobilio pradinio greičio reikšme (4.13 pav.). Vidinėje pėdsako dalyje gautas spindulio kitimo pobūdis apibūdinamas dviem koeficientais: krypties  $k_R$  ir kreivės aukščio  $b_R$ . Koeficientas  $k_R$  pagal  $R$  kitimą stabilioje zonoje nustatomas taip:

$$k_R = \left( \frac{R_1 - R_2}{S_1 - S_2} \right). \quad (4.3)$$

Koeficientas  $b_R$  yra pratęstos spindulio kitimą aproksimuojančios tiesinės funkcijos susikirtimo su pėdsako pradžia (vertikaloji ašis ties tašku  $S=0$ ) reikšmė

$R$  (4.13 pav.). Ji atitinka pėdsako trajektorijos pradinį spindulį, tačiau, kaip pastebima pagal eksperimentinių reikšmių neatitiktį šioje dalyje (ir slydimo pabaigoje), greitis pagal pirmąsias spindulio  $R$  reikšmes būtų nustatytas netiksliai.



**4.13 pav.** Trajektorijos spindulio kitimo parametrai (pradinis greitis  $v = 16,22$  m/s)

**Fig. 4.13.** Parameters of change of trajectory radius (initial speed  $v = 16.22$  m/s)

Kaip numatyta sudaryto kritinio greičio atrankos algoritme, taip ir šiuo atveju automobiliui judant slydimo režimu skersinis pagreitis nedidėja (4.13 pav.), nes padangos nebegeneruoja pakankamų kontaktinių jėgų, norint išlaikyti pageidaujamą trajektoriją.

Naudojant eksperimentiniais tyrimais ir matematinio modeliavimo būdu gautas trajektorijos spindulio ir pėdsako kelio priklausomybes, sudaroma koeficientų  $k_R$  ir  $b_R$  ryšio funkcija, kurios koeficientai pateikti 4.3 lentelėje:

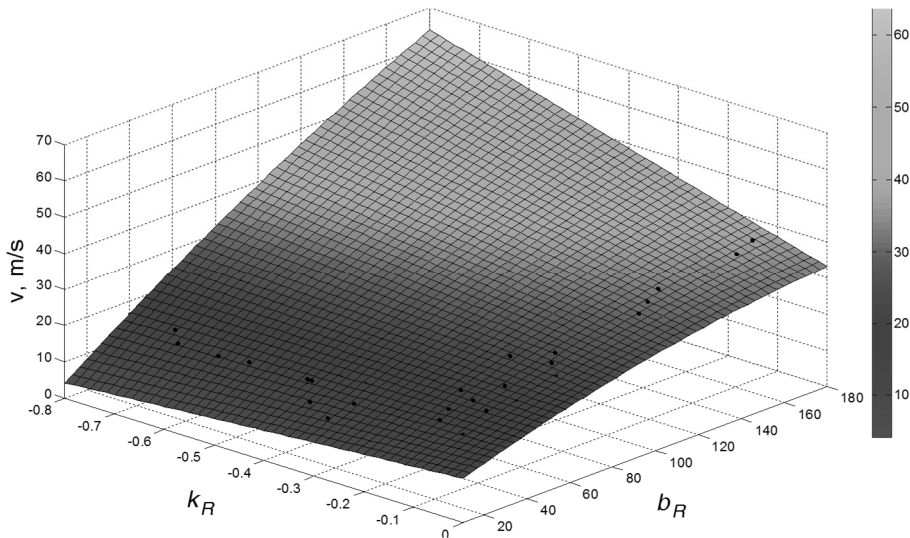
$$v(k_R, b_R) = p_{02}b_R^2 + p_{11}k_Rb_R + p_{20}k_R^2 + p_{01}b_R + p_{10}k_R + p_{00}. \quad (4.4)$$

**4.3 lentelė.** Trajektorijos spindulio kitimo parametrus aprašančios funkcijos koeficientai

**Table 4.3.** Coefficients of function describing change of parameters of trajectory radius

Koef.	Reikšmė (su 5 % paklaida)
$p_{00}$	10,25 (8,153; 12,36)
$p_{10}$	12,8 (4,549; 21,05)
$p_{01}$	0,209 (0,1685; 0,2494)
$p_{20}$	-0,1968 (-7,021; 6,627)
$p_{11}$	-0,2852 (-0,4167; -0,1538)
$p_{02}$	-0,0004506 (-0,000615; -0,0002861)

$k_R$  ir  $b_R$  ryšiui aprašyti (4.14 pav.) panaudoti 41 tyrimo duomenys, patikrinimas paklaidoms įvertinti atliktas 27 eksperimentinių tyrimų sąlygomis.



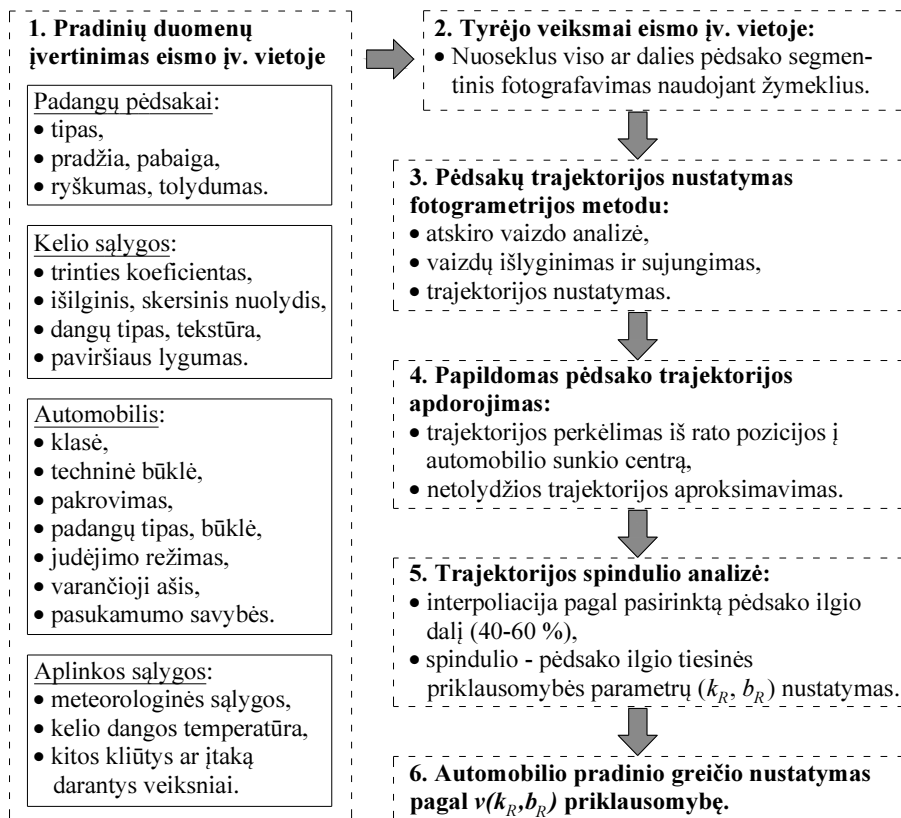
**4.14 pav.** Pradinio greičio priklausomybė nuo trajektorijos spindulio kitimo parametru  
**Fig. 4.14.** Initial speed dependence on parameters of variation of trajectory radius

Nustatyta 1,94 % santykinė ir 0,395 vidurkinė paklaidos tarp tikrojo automobilio greičio slydimo pėdsakų susidarymo pradžioje ir trajektorijos spindulio kitimo koeficientais nustatyto greičio. Kiti regresijos modelio atitikties parametrai:  $R^2 = 0,993$ ,  $SSE = 309,22$ ;  $RMSE = 2,972$ .

Kompleksinė fotogrametrijos bei iš eksperimentinių ir modeliavimo duomenų sudarytų priklausomybių naudojimo eismo įvykių tyrimuose schema pateikiama 4.15 pav.

Norint tiksliai parinkti tyrimų metodiką ypač svarbu tinkamai įvertinti visus galimus incidento požymius eismo įvykio vietoje bei kelio, automobilio ir aplinkos parametrus.

Taikant numatytą analizę svarbu nustatyti, kad padangų pėdsakai būtų šonu, ne greitėjimo ir ne stabdymo režimu slystančio automobilio. Priešingu atveju pritaikomas tik fotogrametrijos metodas pėdsakų ar kitų objektų geometrijai nustatyti.



**4.15 pav.** Automobilio greičio kompleksinio nustatymo schema

**Fig. 4.15.** Scheme of complex determination of vehicle speed

Siekiant tiksliai nustatyti eismo įvykio eigą, privalo būti laikomasi kai kurių procedūrų, kurių net smulkios detalės pažeidimas gali paskatinti klaidų atsiradimą (Steffan 2009). Schemoje nurodyti tyrėjo veiksmai eismo įvykio vietoje atspindi pagrindinį fotogrametrijos metodo privalumą – patogų ir greitą įkalčių fiksavimą. Tolesnė analizė atliekama dirbant tik su fotonuotraukose užfiksuota informacija.

Atlikus fotogrametrijos metodui numatytas operacijas ir gautos automobilio slydimo trajektorijos tikslinimą, pradinis greitis išreiškiamas naudojant sudarytą  $v(k_R, b_R)$  priklausomybę. Trajektorijos spindulio kitimo parametrai  $k_R$ ,  $b_R$  nustatomi įvertinus pėdsako vidurinės dalies kitimą. Šioje dalyje stabiliausiai kintantis automobilio judėjimas suteikia galimybę ekstrapolijuojant prognozuoti jo judėjimo charakteristikas pradiniu slydimo momentu arba prieš pat slydimą.

## 4.5. Ketvirtojo skyriaus išvados

1. Iš eksperimentinių tyrimų nustatyta, kad padangų šoninio slydimo pėdsakai ant sauso asfalto dangos susidaro, kai skersinis pagreitis viršija  $0,7 \text{ m/s}^2$ . Automobilio greičiui prognozuoti sudaryta padangos slydimo pėdsako ilgio – trajektorijos spindulio – važiavimo greičio priklausomybė, kuri aprašyta ketvirtojo laipsnio dvilypio daugianario funkcija.
2. Atliktas sudaryto automobilio su ASS 22 laisvės laipsnių matematinio modelio patikrinimas posūkio ir apskritiminės trajektorijos manevrais. Vienodai kintančios skersinio pagreičio, automobilio SAVA kampinio greičio ir trajektorijos kreivio charakteristikos rodo sudaryto modelio tinkamumą automobilio netiesiniam judėjimui tirti.
3. Pagal judėjimo posūkio trajektorija modeliavimo ir eksperimentiškai gautus duomenis sudarytą automobilio su ASS slydimo ilgio – trajektorijos spindulio – važiavimo greičio priklausomybę nustatyta, kad, naudojant ASS, gaunama priklausomybė atitinka automobilio be ASS slydimo charakteristiką, kai sauso asfalto sąlygomis jo skersinis pagreitis viršija  $4,8 \text{ m/s}^2$ . Atitiktį patvirtina aukštas determinacijos koeficientas ( $R^2 = 0,986$ ).
4. Slydimo pėdsako trajektorijos kitimą aproksimuojant 3–9 laipsnio daugianariais gautas spindulys intensyviai kinta ir neatitinka eksperimento metu išmatuotų reikšmių. Pakankama atitiktis gauta pritaikius vidinės pėdsako ilgio 40–60 % dalies aproksimavimą.
5. Stabiliai kintanti vidurinė slydimo pėdsako trajektorijos dalis atitinka tiesinės priklausomybės dėsnį, todėl automobilio greitis pradiniam pėdsako susidarymo etape gali būti nustatomas iš eksperimentiškai ir modeliuojant sudarytos priklausomybės pagal spindulio kitimo krypties ir aukščio koeficientus.



---

## Bendrosios išvados

1. Sukurta automobilio slydimo sistema, suteikianti galimybę reguliuoti padangų su kelio paviršiumi kibumo sąlygas ir tirti slydimo režimu judančio automobilio dinامينius parametrus be specialios dangos ar didelio ploto aikštelės. Keičiant sistemos pakėlimo padėtį pasiekiamos automobilio dinaminio stabilumo ribos, atitinkančios  $3,75\text{--}6,32\text{ m/s}^2$  kritiniu skersiniu pagreičiu apibrėžtą intervalą.
2. Automobilio su slydimo sistema judėjimas aprašytas 22 laisvės laipsnių vientisu matematiniu modeliu, kurį sudaro vertikaliųjų jėgų, rato, padangos ir horizontaliųjų jėgų modelių dalys. Nustatyta, kad, prie automobilio kėbulo montuojant slydimo sistemą, jos savieji dažniai gaunami  $4\text{--}9,5\text{ Hz}$  dažnio intervale ir tai rodo blogesnes automobilio komforto savybes ir nesuderintus standumo ir slopinimo parametrus.
3. Palyginus eksperimentinių tyrimų rezultatus, važiuojant pastovaus posūkio manevru pagal standartą ISO 4138 lengvuju automobiliu su slydimo sistema ir be jos, nustatyta, kad iki  $4\text{ m/s}^2$  skersinio pagreičio ribos slydimo sistema automobilio pasukamumo charakteristikų reikšmingai neveikia. Ši sistema, kaip realus automobilio simulatorius, tinkama naudoti vairavimo įgūdžiams gerinti.
4. Sudarytas automobilio kritinio greičio nustatymo algoritmas, kuriuo nustatomas momentas, kai greitis  $9\%$  mažesnis už padangų skersinio kibumo

ribojamą greitį. Naudojant šį kritinio greičio nustatymo algoritmą, skirtingai nuo stabilumo rodiklių, tik pagal automobilio greičio, pagreičio, sukimosi ir vairavimo įvesties duomenis nustatomas momentas, kai vairuotojas dar turi galimybę suvaldyti automobilį, todėl algoritmas gali būti naudojamas tobulinant aktyviasias saugumo sistemas. Be to, sauso asfalto tyrimų sąlygomis nustatyta, kad šis kritinis greitis atitinka padangų slydimo pėdsakų susidarymo pradžią.

5. Sukurta fotogrametrijos metodu paremta padangų slydimo pėdsakų trajektorijos nustatymo metodika, leidžianti patogiau, eismo įvykio vietoje netaikant detalių matavimų, ekspertinėje veikloje naudoti trajektorijos parametrus, neviršijant 1,94 % paklaidų ribos.
6. Naudojant eksperimentinių tyrimų ir modeliavimo rezultatus, regresinės analizės metodu suformuotos automobilio slydimo pėdsako ilgį, trajektoriją ir greitį siejančios priklausomybės. Eismo įvykių ekspertinei veiklai pasiūlytas automobilio pradinio slydimo greičio nustatymo metodas pagal padangos pėdsako tiesinio kitimo parametrus, gaunamus taikant sukurtą kompleksinę fotogrametrijos metodą.
7. Sudaryta automobilio greičio nustatymo pagal pėdsakų trajektorijos kitimo parametrus metodika pritaikyta pagal vidutinės klasės lengvojo automobilio dinamiką ant sauso asfalto kelio dangos. Metodiką taikant kitoms važiavimo sąlygoms, greičio nustatymo išraiška turi būti patikslinta pagal konkretaus automobilio parametrus ir kelio sąlygoms pritaikytą ir validuotą matematinį modelį.



---

## Literatūra ir šaltiniai

Abbas, S. K. S.; Adnan, M. A.; Endut, I, R. 2011. Exploration of 85th Percentile Operational Speed Model on Horizontal Curve: A Case Study for Two-Lane Rural Highways, *Procedia Social and Behavioral Sciences* 16: 352–363.

Acqua, G. D. 2012. European Speed Environment Model for Highway Design-Consistency, *Modern Applied Science* 6(9): 1–10.

Agostinacchio, M.; Ciampa, D.; Olita, S. 2013. The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab approach, *European Transport Research Review* 6(3): 267–275.

ASTM E2101-14. Standard Test Method for Measuring the Frictional Properties of Winter Contaminated Pavement Surfaces Using an Averaging-Type Spot Measuring Decelerometer.

ASTM E445/E445M-88(2013). Standard Test Method for Stopping Distance on Paved Surfaces Using a Passenger Vehicle Equipped With Full-Scale Tires.

Beauchamp, G.; Hessel, D.; Rose, N. A.; Fenton, S. J.; Voitel, T. 2009. Determining Vehicle Steering and Braking from Yaw Mark Striations, *SAE Paper*: 0092.

Beltran, J.; Song, Y. 2011. Methods for Verification of Post-Impact Control including Driver Interaction, Master's Thesis, Chalmers University of Technology, 139 p.

Bernat, K.; Tokarczyk, R. 2013. Automation of Measurements of Selected Targets of Photopoints in Application to Photogrammetric Reconstruction of Road Accidents, *Geomatics and Environmental Engineering* 7(1): 15–23.

Blau, P. J. 2009. Friction science and technology: from concepts to applications. 2nd edition, Taylor & Francis Group, LLC, 420 p., ISBN 978-1-4200-5404-0.

Bogdevičius, M. 2012. Transporto priemonių dinamika: metodiniai praktinių uždavinių nurodymai. Vilnius: Technika, 90 p., eISBN 978-609-457-276-0.

Bogdevičius, M.; Junevičius, R.; Vansauskas, V. 2012. Transporto priemonių dinamika: mokomoji knyga. Vilnius: Technika, 205 p., eISBN 978-609-457-266-8.

Borner, M.; Isermann, R. 2006. Model-based detection of critical driving situations with fuzzy logic decision making, control, *Engineering Practice* 14: 527–536.

Boyd, P.L., “NHTSA’s NCAP Rollover Resistance Rating System,” Paper # 05-0450, Proceedings - 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Washington, D.C., June 6-9, 2005.

Brach, R. M. 1997. An Analytical Assessment of the Critical Speed Formula, *SAE Paper* No. 970957.

Brach, R. M.; Brach, R. M. 2009. Tire Models for Vehicle Dynamic Simulation and Accident Reconstruction, *SAE Paper* No. 0102.

Canudas-de-Wit, C., Tsiotras, P., Velenis, E., Basset, M., Gissinger, G. 2003. Dynamic Friction Models for Road/Tire Longitudinal Interaction, *Vehicle System Dynamics* 39(3): 189–226.

CARE Database/EC October 2012.

Chen, F.; Chen, S. 2011. Reliability-based assessment of vehicle safety in adverse driving conditions, *Transportation Research Part C* 19: 156–168.

Crisman, B.; Roberti, B. 2012. Tire wet-pavement traction management for safer roads, *Procedia - Social and Behavioral Sciences* 53: 1055–1068.

Discetti, P. 2010. Experimental Analysis on Harpin Curves, *The Baltic Journal of Road and Bridge Engineering* 5(3): 148–155.

Dissanayake, S.; Roy, U. 2014. Crash Severity Analysis of Single Vehicle Run-off-Road Crashes, *Journal of Transportation Technologies* 4: 1–10.

Dong, G. M.; Zhang, N.; Du, H. P. 2008. Investigation into untripped rollover of light vehicles in the modified fishhook and the sine manoeuvres. Part II: effect of vehicle inertia property, suspension and tyre characteristics, *Vehicle System Dynamics* 49(6): 949–968.

Dorohoff, M. D. 2003. A study of vehicle response asymmetries during severe driving maneuvers, *SAE Paper*: 1788.

Dukkipati, R. V.; Pang, J.; Quatu, M. S.; Chen, G. S.; Shuguang, Z. 2010. Road Vehicle Dynamics. SAE International, 552 p., ISBN of 978-0-7680-2051-9.

Echaveguren, T.; Bustos, M.; Solminihac, H. 2005. Assessment of horizontal curves of an existing road using reliability concepts, *Canadian Journal of Civil Engineering* 32(6): 1030–1038.

European New Car Assessment Programme (Euro NCAP). The Dynamic Test of Car Electronic Stability Control (ESC) Systems Protocol, Version 1.2, June 2011.

Fatality Accident Report System, “National Highway Traffic Safety Administration, US Department of Transportation, 2011. <http://wwwfars.nhtsa.dot.gov/Main/index.aspx>

Feng, J.; Zhang, X.; Guo, K.; Ma, F.; Karimi, H. R. 2013. A Frequency Compensation Algorithm of Four-Wheel Coherence Random Road, *Mathematical Problems in Engineering* 2013: 1–12.

Franck, H.; Franck, D. 2010. Mathematical methods for accident reconstruction: a forensic engineering perspective, Taylor & Francis Group, LLC, 302 p., ISBN 978-1-4200-8897-7.

Fraser, C.; 2006. Accident Reconstruction via Digital Close-Range Photogrammetry, *ASPRS 2006 Annual Conference Reno (Nevada) May 1–5*.

Fraser, C.; Cronk, S.; Hanley, H. 2008. Close-Range Photogrammetry in Traffic Incident Management, *The International Archives of the Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences*. Vol. XXXVII. Part B5. Beijing: 125–128.

Garcia, G. A.; Llopis C. D.; Camacho, T. F. J.; Perez Z. A. M. 2013. New consistency index based on inertial operating speed, *Transportation Research Record* 2391:105–112. doi:10.3141/2391-10.

Genta, G.; Morello, L. 2009. The Automotive Chassis, Vol. 2: System Design. Springer Science+Business Media B.V., 832 p., ISBN: 978-1-4020-8673-1.

Groot, S.; Ricote, F. C.; Winter, J. C. F. 2012. The effect of tire grip on learning driving skill and driving style: A driving simulator study, *Transportation Research Part F* 15: 413–426.

Guidaa, D.; Nilveti, F.; Pappalardo, C. M. 2010. Parameter identification of a full-car model for active suspension design, *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering* 40(2): 138–148.

Hac, A.; Brown, T.; Martens, J. 2004. Detection of Vehicle Rollover. *SAE Paper* No. 1757.

Hadi, I.; Sabah, M. 2014. Behaviour Formula Extraction for Object Trajectory using Curve Fitting Method, *International Journal of Computer Applications* 104 (2): 28–37.

Hall, J. W.; Smith, K. L.; Titus-Glover, L.; Wambol, J. C.; Yager, T. J.; Rado, Z. 2009. Guide for Pavement Friction, Final Report for NCHRP Project 01-43.

Hamzah, N. B.; Setan, H.; Majid, Z. 2010. Reconstruction of Traffic Accident Scene Using Close-Range Photogrammetry Technique, *Geoinformation Science Journal* 10(1): 17–37.

Heißing, B.; Ersoy, M. 2011. Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives. Springer Fachmedien Wiesbaden, GmbH, 591 p., ISBN: 978-3-8348-0994-0.

Hirano, Y.; Inoue, Sh.; Ota, J. 2014. Model-based Development of Future Small EVs using Modelica, *Proceedings of the 10th International Modelica Conference Lund (Sweden) March 10–12*: 63–70.

Ho, M. L.; Chan, P. T.; Rad, A. B. 2007. Lane Change Algorithm for Autonomous Vehicles via Virtual Curvature Method, *Journal of Advanced Transportation* 43(1): 47–70.

Huber, B; Drews, R. 2009. How to use objective measurement data for Vehicle Dynamics Testing. *SAE Paper*.

ISO 4138:2004(E). Passenger cars. Steady-state circular driving behaviour.

ISO 7401 2003(E). Road vehicles. Lateral transient response test methods.

ISO 8349:2002(E). Road vehicles. Measurement of road surface friction.

ISO 8608:1995. Mechanical vibration – Road surface profiles – Reporting of measured data;

ISO 8855:2011. Road vehicles. Vehicle dynamics and road-holding ability – Vocabulary.

Jamson, A. H.; Merat, N.; Carsten, O. M. J.; Lai F. C. H. 2013. Behavioural changes in drivers experiencing highly-automated vehicle control in varying traffic conditions, *Transportation Research Part C* 30: 116–125.

Jazar, R. N. 2008. Vehicle Dynamics: Theory and Application. Springer Science+Business Media, LLC, 1015 p., ISBN: 978-0-387-74243-4.

Jimenez, F. 2011. Improvements in road geometry measurement using inertial measurement systems in datalog vehicles, *Measurement* 44: 102–112.

Kiencke, U.; Nielsen, L. 2005. Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle. Springer Science & Business Media, 512 p. ISBN 978-3-540-26484-2.

Koo, Sh. L.; Tan, H. Sh.; Tomizuka, M. 2006. An improved tire model for vehicle lateral dynamics and control, *Proceeding of the 2006 American Conference, Minneapolis, Minnesota, USA, June 14-16*: 5879–5884.

Kulikowski, K.; Szpica, D. 2014. Determination of directional stiffnesses of vehicles' tires under a static load operation, *Eksplotacja i Niezawodność – Maintenance and Reliability* 16(1): 66–72.

Leung, K. T.; Whidborne, J. F.; Purdy, D.; Barber, P. 2011. Road vehicle state estimation using low-cost GPS/INS, *Mechanical Systems and Signal Processing* 25: 1988–2004.

Li, Y.; Sun, W.; Huang, J.; Zheng, L.; Wang, Y. 2013. Effect of vertical and lateral coupling between tyre and road on vehicle rollover, *Vehicle System Dynamics* 51(8): 1216–1241.

Lozia, Z. 2008. Symulatory Jazdu Samochodem. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności WKŁ, 228 p., ISBN: 978-83-206-1663-7.

Lozia, Z. 2011. Driving Simulator – a Supplementary Tool in Testing and Training of Drivers, *Transbaltica 2011: the 7th International Conference May 5–6, 2011*, Vilnius, Lithuania:95–102.

Majdoub, K. El.; Giri, F.; Ouadi, H.; Dugard, L.; Chaoui, F. Z. 2012. Vehicle longitudinal motion modelling for nonlinear control, *Control Engineering Practice* 20: 69–81.

Martinėnas, B. 2004. Experimental Data Statistical Analysis. Vilnius: Technics; 101 p.

Masory, O.; Gall, E. L.; Bartlett, W.; Wright, B. 2006. Experimental Determination of the Translational Acceleration Values for a Spinning Vehicle, *Florida Conference on Recent Advances in Robotics, FCRAR 2006, Miami Florida May 25-26 2006*: 1–4.

Naidu, M. K.; Rao, S. S.; Tejesh, T. 2012. Ride Analysis of Three Wheeled Vehicle Using MATLAB/Simulink, *AMAE Int. J. on Manufacturing and Material Science* 2(1): 22–26.

Neale, W. T. C.; Hessel, D.; Terpstra, T. 2011. Photogrammetric Measurement Error Associated with Lens Distortion, *SAE Paper*: 0286.

NHTSA, USDOT, Fatality Analysis Reporting System (FARS), <http://www-fars.nhtsa.dot.gov/Main/index.aspx>, accessed June 2011.

Nie, B.; Hassan, Y. 2007. Modeling Driver Speed Behavior on Horizontal Curves of Different Road Classifications, 86th Annual Meeting of the Transportation Research Board, Washington: 1–16.

Niessner, A. 2007. Comparison Pitch & Roll with UC-Box and Gyro-stabilized Platform, Corrsys-Datron Company Report.

Orfila, O.; Coiret, A.; Do, M. T. Mammar, S. 2010. Modeling of dynamic vehicle-road interaction for safety-related road evaluation, *Accident Analysis and Prevention* 42, 1736–1743.

Ozcan, D.; Sonmez, U.; Guvenc, L. 2013. Optimisation of the Nonlinear Suspension Characteristics of a Light Commercial Vehicle, *International Journal of Vehicular Technology* 2013: 1–16.

Pagounis, V.; Tsakiri, M.; Palaskas, S.; Biza, B.; Zaloumi, E. 2005. 3D Laser Scanning for Road Safety and Accident Reconstruction, Shaping the Change XXIII FIG Congress Munich (Germany) October 8–13.

Prentkovskis, O.; Sokolovskij, E.; Bartulis, V. 2010. Investigating traffic accidents: a collision of two motor vehicles, *Transport* 25(2): 105–115.

Rajamani, R.; Piyabongkarn, D.; Lew, J. Y.; Grogg, J. A. 2006. Algorithms for real-time estimation of individual wheel tire-road friction coefficients, *Proceeding of the 2006 American control conference*: 4682–4689.

Rajamani, R.; Piyabongkarn, D.; Tsourapas, V.; Lew, J.Y. 2009. Real-Time Estimation of Roll Angle CG Height for Active Rollover Prevention Applications, *Proceedings of the American Control Conference, St. Louis (USA) June 10–12*: 433–438.

- Reif, K. 2014. Fundamentals of Automotive and Engine Technology, Springer Vieweg, 277 p., ISBN: 978-3-658-03971-4.
- Renski, A.; Sar, H. 2008. Application of dynamic slip characteristics in simulation of vehicle. Polish–German Seminar “Development Triends in Design of Machines and Vehicles”. Warsaw, June 2008: 1–5.
- Reza-Kashyzadeh, K.; Ostad-Ahmad-Ghorabi, M. J.; Arghavan, A. 2013. Study Effects of Vehicle Velocity on A Road Surface Roughness Simulation, *Applied Mechanics and Materials* 372: 650–656.
- SafetyNet Accident Causation Database 2005 to 2008 / EC, 2010.
- Saglam, F.; Unlusoy, S. 2011. Identification of Low Order Vehicle Handling Models from Multibody Vehicle Dynamics Models, *Proceedings of the 2011 IEEE International Conference on Mechatronics Istanbul (Turkey) April 13–15*: 96–101.
- Sar, H.; Pokorski, J.; Fundowicz, P.; Renski, A. 2013. Application of GPS receiver to road tests of automobile, *Journal of KONES Powertrain and Transport* 20(3): 359–366.
- Schiehlen, W. 2007. Dynamical Analysis of Vehicle Systems, CISM Courses and Lectures, vol. 497, SpringerWienNewYork, 304 p., ISBN 978-3-211-76665-1.
- Schramm, D.; Hiller, M.; Bardini, R. 2014. Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation, Springer, 405 p., ISBN: 978-3-540-36044-5.
- Schurr, K. S.; McCoy, P. T.; Pesti, G.; Huff, R. 2002. Relationship of Design, Operating, and Posted Speeds on Horizontal Curves of Rural Two-Lane Highways in Nebraska, *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board* 1796: 60–71.
- Shim, T.; Ghike, Ch. 2007. Understanding the limitations of different vehicle models for roll dynamics studies, *Vehicle System Dynamics* 45(3): 191–216.
- Singh, K. B.; Taheri, S. 2015. Estimation of tire–road friction coefficient and its application in chassis control systems, *Systems Science & Control Engineering: An Open Access Journal* 3: 39–61.
- Sokolovskij, E.; Prentkovskis, O. 2013. Investigating traffic accidents: the interaction between a motor vehicle and a pedestrian, *Transport* 28(3): 302–312.
- Solmaz, S. 2011. Switched stable control design methodology applied to vehicle rollover prevention based on switched suspension settings, *Control Theory & Applications* 5(9): 1104–1112.
- Steffan, H. 2009. Accident reconstruction methods, *Vehicle System Dynamics* 47(8): 1049–1073.
- Stephant, J.; Charara, A.; Meizel, D. 2007. Evaluation of a sliding mode observer for vehicle sideslip angle, *Control Engineering Practice* 15: 803–812.

- Sulaiman, S.; Samin, P. M.; Jamaluddin, H.; Rahman, R. A.; Burhaumudin, M. S. 2012. Modeling and Validation of 7-DOF Ride Model for Heavy Vehicle, *International Conference on Automotive, Mechanical and Materials Engineering (ICAMME'2012) Penang (Malaysia) May 19-20*: 108–112.
- Tafner, R.; Reichhartinger, M.; Horn, M. 2014. Robust online roll dynamics identification of a vehicle using sliding mode concepts, *Control Engineering Practice* 29: 235–446.
- Tomasch, E. Accident Reconstruction Guidelines, 2004 (iš ES projekto)
- Hoekwater, J. 2008. Traffic Accident Reconstruction, Participant Guide, 93 p.
- Tsourapas, V.; Piyabongkarn, D.; Williams, A. C.; Rajamani, R. 2009. New Method of Identifying Real-Time Predictive Lateral Load Transfer Ratio for Rollover Prevention Systems, *Proceedings of the American Control Conference*, , St. Louis (USA) June 10–12: 439–444.
- Uys, P. E.; Els, P. S.; Thoresson, M. J. 2006. Criteria for handling measurement, *Journal of Terramechanics* 43: 43–67.
- Vieira, R. S.; Nicolazzi, I. C.; Roqueiro, N. 2012. Four-wheel vehicle kinematic and geometric constraints for definition of tire slip angle, *International Journal of Automotive Technology* 13(4): 553–562.
- Vorotovic, G. S.; Rakicevic, B. B.; Mitic, S. R.; Stamenkovic, D. D. 2013. Determination of Cornering Stiffness Through Integration of A Mathematical Model and Real Vehicle Exploitation Parameters, *FME Transactions* 41(1): 66–71.
- Voser, Ch.; Hindiyeh, R. Y.; Gerdes, J. Ch. 2010. Analysis and control of high sideslip manoeuvres, *Vehicle System Dynamics* 48: 317–336.
- Wach, W. 2013. Structural reliability of road accidents reconstruction, *Forensis Science International* 228: 83–89.
- Wang, R.; Wang, J. 2013. Tire-road friction coefficient and tire cornering stiffness estimation based on longitudinal tire force difference generation, *Control Engineering Practice* 21: 65–75.
- Wang, W.; Yuan, L.; Tao, Sh.; Zhang, W.; Su, T. 2010. Estimation of Vehicle Side Slip Angle in Nonlinear Condition Based on the State Feedback Observer, *Proceedings of the 2010 IEEE, International Conference on Automation and Logistics, August 16–20, Hong Kong and Macau*: 632–636.
- Wang, Y. W.; Wu, J.; Lin, Ch. N. 2005. Skidmark patterns and identification of abs-equipped passenger car, *Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies* 6: 3401–3412.
- Wang, Y. W.; Wu, J.; Lin, Ch. N. 2008. A line-based skid mark segmentation system using image-processing methods, *Transportation Research Part C* 16: 390–409.
- Weir, D. H. 2010. Application of a driving simulator to the development of in-vehicle human-machine-interface, *IATSS Research* 34: 16–21.

Wong, J. Y. 2008. *Theory of Ground Vehicles*. 4th edition, John Wiley & Sons, Inc., 560 p., ISBN 978-0-470-17038-0.

Xinguang, D.; Xianlong, J.; Xiaoyun, Z.; Jie, Sh.; Xinyi, H. 2009. Geometry features measurement of traffic accident for reconstruction based on close-range photogrammetry, *Advances in Engineering Software* 40: 497–505.

Xu, Y.; Ahmadian. M. 2013. Improving the capacity of tire normal force via variable stiffness and damping suspension system, *Journal of Terramechanics* 50: 121–132.

Yoon, J.; Cho, W.; Kang, J.; Koo, B.; Yi, K. 2010. Design and evaluation of a unified chassis control system for rollover prevention and vehicle stability improvement on a virtual test track, *Control Engineering Practice* 18: 585–597.

Zaranka, J. 2012. Kelių transport priemonių vairuotojų elgsenos veiksmų įtakos eismo saugai tyrimas, *Daktaro disertacija*, Vilnius: Technika, 101 p.

Zebala, J.; Ciepka, P.; Reza, A.; Janczur, R. 2007. Influence of rubber compound and tread pattern of retreaded tyres on vehicle active safety, *Forensic Science International* 167: 173–180.

Zhang, N.; Dong, G. M.; Du, H. P. 2008. Investigation into untripped rollover of light vehicles in the modified fishhook and the sine manoeuvres. Part I: Vehicle modelling, roll and yaw instability, *Vehicle System Dynamics* 46(4): 271–293.

Zhao, J.; Zhang, J.; Zhu, B. 2014. Development and Verification of the Tire/Road Friction Estimation Algorithm for Antilock Braking System, *Mechanical Problems in Engineering* 2014: 1–15.

Zhao, L.; Liu, Z.; Chen, H. 2011. Design of a Nonlinear Observer for Vehicle Velocity Estimation and Experiments, *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, May 2011 19(3): 664–672.

Zhang, Y.; Chen, W.; Chen, L.; Shangguan, W. 2007. Non-stationary Random Vibration Analysis of Vehicle with Fractional Damping, 13th National Conference on Mechanisms and Machines, December 12–13, Bangalore, India: 171–178.

Internetinis šaltinis [www.jalopkin.com/5251098/riding-the-volvo-water-cannon](http://www.jalopkin.com/5251098/riding-the-volvo-water-cannon) (žiūrėta 2014.10)

Internetinis šaltinis [www.skidcar.com/skidcar-system/](http://www.skidcar.com/skidcar-system/) (žiūrėta 2014.10)



---

# Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema sąrašas

## Straipsniai recenzuojamuose mokslo žurnaluose

Žuraulis, V.; Levulytė, L.; Sokolovskij, E. 2014. The impact of road roughness on the duration of contact between a vehicle wheel and road surface, *Transport*. Vilnius: Technika. ISSN 1648-4142. Vol. 29, no. 4: 431–439. (ISI Web of Science)

Levulytė, L.; Žuraulis, V.; Sokolovskij, E. 2014. The research of dynamic characteristics of a vehicle driving over road roughness, *Maintenance and reliability = Eksploatacja i niezawodność*. Lublin: Polish Maintenance Society. ISSN 1507-2711. Vol. 16, iss. 4: 518–525. (ISI Web of Science)

Žuraulis, V.; Sokolovskij, E.; Matijošius, J. 2013. The opportunities for establishing the critical speed of the vehicle on research in its lateral dynamics, *Maintenance and reliability = Eksploatacja i niezawodność*. Lublin: Polish Maintenance Society. ISSN 1507-2711. Vol. 15, iss.4: 312–318. (ISI Web of Science)

Dūdėnaitė, E.; Pečeliūnas, R.; Žuraulis, V.; Matuzevičius, D. 2014. Mažų (B1 klasės) automobilių skersinio dinaminio stabilumo analizė, *Mokslas – Lietuvos ateitis: Statyba, transportas, aviacinės technologijos*. Vilnius: Technika. ISSN 2029-2341. T. 6, nr. 5: 552–557.

Žuraulis, V.; Kemzūraitė, K.; Levulytė, L. 2013. Automobilio skersinio stovumo analizė vertinant pakabos charakteristikas važiuojant snieguota ir sausa kelio danga, *Mokslas – Lietuvos ateitis: Statyba, transportas, aviacinės technologijos*. Vilnius: Technika. ISSN 2029-2341. T. 5, nr. 5: 558–564.

Žuraulis, V. 2012. Išilginio kelio profilio įtaka automobilio lėtėjimo pagreičiui, *Mokslas – Lietuvos ateitis*. Vilnius: Technika. ISSN 2029-2341. T. 4, nr.4: 403–407.

Žuraulis, V.; Kilikevičienė, K.; Więckowski, D. 2014. Investigation of dynamic properties of vehicle in various friction condition simulated with use of skidcar system, *The archives of automotive engineering*. Warszawa : Wydawnictwo Naukowe PWN. ISSN 1234-754X. Vol. 63, no.1: 89–99, 195–205.

Žuraulis, V.; Žukas, A. 2012. Simuliacinės programos „CarSim“ panaudojimo galimybės automobilių skersinės dinamikos tyrimuose, *Žemės ūkio inžinerija*. Raudondvaris: ASU. ISSN 1392-1134. Vol. 44, No 1–3: 100–111.

## Straipsniai kituose leidiniuose

Žuraulis, V.; Sokolovskij, E. 2015. The influence of vehicle skidcar system on vibrations and dynamic characteristics, *Proceedings of the Institute of vehicles = Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów*. Warszawa: Warsaw University of Technology Institute of Vehicles. ISSN 1642-347X. No. 1(101): 19–30.

Žuraulis, V.; Levulytė, L. 2014. The influence of comfort and sport driving modes of modern vehicles on the vibration of sprung and unsprung masses, *Transport Means 2014: proceedings of the 18th international conference, October 23–24, 2014*, Kaunas University of Technology, Lithuania. Kaunas: Technologija. ISSN 1822-296X. p. 15–19.

Bureika, G.; Žuraulis, V.; Sadauskas, V. 2012. Research on automobile technical state impact on road traffic accident level in the country, *Transport Means - 2012: proceedings of the 16th international conference, October 25–26, 2012*, Kaunas University of Technology, Lithuania. Kaunas: Technologija. ISSN 1822-296X. p. 69–72.

Kemzūraitė, K.; Bureika, G.; Žuraulis, V. 2011. Investigation of vehicle stability on road curves in winter conditions, *Transport Means - 2011: proceedings of the 15th international conference, October 20–21, 2011*, Kaunas University of Technology, Lithuania / Kaunas: Technologija. ISSN 1822-296X. p. 104–107.

---

# Summary in English

## Introduction

### Formulation of the Problem

The high traffic intensity raises abundant traffic safety problems caused by the road, the driver or the conditions of the traffic environment. After identification of their causes, such problems are tackled by improvement of the driving conditions, sophistication of the vehicles or traffic participants teaching the proper traffic behavior. Upon striving for prevention of traffic accidents, an assessment of their causes should be started as early as possible; however, an analysis of already occurred traffic events is necessary as well. Usually, such analysis is helpful in determination of the causer of the traffic event. The most important task in the activities of traffic event experts is the maximum possible accuracy of determination of the vehicle movement parameters.

On cornering or moving in horizontal curvilinear trajectory, the vehicle is affected by additional external forces that reduce its dynamic stability. If the said factors are not evaluated well-timely, a risk of a traffic event increases. The tiremarks on the road surface remained by a cornering vehicle in slip mode provide a measure for reconstructing the character of the vehicle movement before the traffic accident in an analysis of a specific situation. When a cornering vehicle loses its stability and controllability, its movement becomes variable and highly dependent on additional factors, so accurately determined parameters of tiremarks may considerably improve the objectivity of an evaluation of a specific situation. In scientific and expert methods, the main parameter of tiremarks is the radius of their trajectory; if the road conditions, i.e. the coefficient of friction between the

tire and the road under it, are known, the said radius may be bound up with the vehicle driving velocity. The velocity established at a specific moment of driving shall a main parameter that provides an opportunity of making a conclusion on the controllability of the cornering vehicle.

A reconstruction of the sliding trajectory after a traffic accident requires a high diligence of a qualified professional. Frequently, the factual circumstances of a traffic accident are fixed in photos, and the said method of collection of the materials for further investigation should be improved. The principles of photogrammetry applicable in the today expert activities should enable transforming the digital format photos in such a way that ensures the minimum errors of the slipping trajectory reconstruction. For the said purpose, automated mathematical algorithms with an opportunity to introduce additional parameters that predetermines the character of slipping, such as the coefficient of friction, the character of the wheel slipping, the steering angle in respect of the direction of the tiremarks and so on, should be applied.

In course of improvement of the traffic event expert activities, the theoretical and experimental measures used by scientists should provide an opportunity of flexible contribution to tackling specific problems without prejudice to the accuracy of the results. An opportunity to repeat a certain manoeuvre upon different conditions of tire adhesion to the road surface would extend the benefits of the experiments. It would be ensured by development of the skidcar system and assessment of its application in expert activities.

## **Relevance of the Thesis**

Improvement of methods and means for establishing the movement parameters of a cornering vehicle that enable making a conclusion on a possibility of the driver to avoid a traffic event stimulates more objective expert activities. The means usable in new experiments enable analyzing the sphere under improvement to a broader extent. In case of an examination of a cornering vehicle, the skidcar system enables forming different conditions of tire adhesion to the road surface according to the needs and accomplishing the experiment in a safe territory of a limited space; however, a detailed analysis of the dynamic parameters of the vehicle with the skidcar system is required for the said purpose.

The reconstruction of the trajectory of tiremarks based on improved methods of photogrammetry and other methods convenient for professionals engaged in fixing the traffic event environment enables using more precise data of the evidences. The formed dependences provide an opportunity to reconstruct the driving velocity of the vehicle according the length of the tiremark and the changes of the radius of its trajectory; however, the said parameters are not taken into account in the today methods and practical activities.

## **The Object of the Research**

The object of research provided in the thesis includes the critical movement parameters of a cornering vehicle and reconstruction of the trajectory of tiremarks upon applying improved principles of photogrammetry.

## The Aim of the Thesis

To develop the methods for establishing the trajectory of tiremarks of a cornering vehicle and the vehicle movement parameters (after development of the skidcar system and accomplishment of the experimental research and numerical modeling) and to assess the opportunities of their application in expert examinations.

## The Objectives of the Thesis

For an implementation of the aim of the thesis, the following tasks were set:

1. To analyze the dynamic characteristics of a cornering vehicle and the methods for their establishing applicable in traffic event expert activities.
2. To develop a skidcar system and to evaluate the opportunities of its application by the methods of numerical modeling and experimental research.
3. To examine the critical movement parameters of a cornering vehicle in an experimental way and to develop a vehicle critical velocity establishing algorithm upon relating the said parameters with the conditions of appearance of the tiremarks and the driver's ability to control the vehicle.
4. To develop the methods for establishing the trajectory of the tiremarks based on improved principles of photogrammetric analysis and examine it by experimental research.
5. To formulate the dependence of the vehicle movement velocity on the length of the tiremark and its trajectory radius variation upon taking into account the results of the mathematic modeling and the experimental research.

## The Research Methodology

In the thesis, theoretical and experimental research methods are applied.

In the theoretical part, mathematic modeling methods were applied, the analyses of the natural frequencies of the dynamic system, its reaction to a jump function and frequency response were carried out. *MATLAB/Simulink*, *TurboLab*, *CeCalWin Pro*, *RT Analysis*, *PC-Rect* software was applied.

The experimental research works were carried out upon applying the developed skidcar system with hydraulic elevation height control. For measuring the dynamic parameters of the vehicle, *Corrsys-Datron*, *Kistler*, *Race Technology*, *Dini Argeo*, *Ahlborn* equipment was used and the images of tiremarks were fixed by cameras *Samsung ES91*, *Canon PowerShot SX200 IS*.

## Scientific Novelty of the Thesis

In course of preparation of the thesis, the following results innovative for Transport Engineering science were obtained:

1. For modeling different conditions of adhesion to the road surface, a skidcar system had been developed; the dynamic properties of the system and the

opportunities of its application for traffic event investigation had been assessed in the theoretical and experimental ways.

2. A developed algorithm for establishing the critical velocity according to the dynamic parameters of the vehicle enables identifying the moment before losing the dynamic stability by the vehicle, when the driver still is able to control the vehicle.
3. For establishing the trajectory of the tiremarks and the variation of its radius, the methods based on principles of photogrammetry were applied.
4. The found dependences of the tiremark length, the radius of its trajectory and the parameters of its changes enable establishing the velocity of a cornering vehicle moving in slip mode in the initial phase of sliding.

### **Practical Value of the Research Findings**

The obtained results of the research enable extending the applicability of the developed skidcar system for examination of the dynamics of vehicles and the skills of drivers.

The algorithm for establishing the critical velocity that identifies the moment, when the driver still is able to control the vehicle, may be applied for improving active safety systems for vehicles.

The offered method for establishing the radius of the trajectory of a cornering vehicle in slip mode will enable more conveniently fix and more precisely use the evidences in traffic event investigation, as compared to the methods used at present.

The found dependence between the tiremark length – the radius of the trajectory – the driving velocity enables establishing the velocity of a vehicles dependently on the changes of the slipping trajectory.

### **Defended Statments**

1. For establishing the velocity of a cornering vehicle that moves in slip mode according to its tiremarks, the variation of the trajectory of the tiremarks should be evaluated.
2. The designed skidcar system up to certain loads may be used for formation of different conditions of adhesion to the road surface in vehicle movement prediction experiments. A vehicle with a skidcar system shall be theoretically examined as a modified model of vertical forces and an increased movement resistance system with 22 degrees of freedom.
3. The velocity of a cornering vehicle that moves in slip mode shall be predicted according to the trajectory or tiremarks by the method based on principles of photogrammetry that simplifies measuring the tiremarks and inceases the accuracy of the results.
4. The parameters of linear changes of the tiremark trajectory radius are directtly related to the velocity of the vehicle that moves in slip mode.

## Approval of the Research Findings

12 scientific papers on the subject of the thesis have been published: three papers have appeared in journals included in Thomson ISI list (Žuraulis *et al.* 2014; Žuraulis *et al.* 2013; Levulytė *et al.* 2014); three papers – in publications of peer-reviewed reports provided at international conferences (ISI Proceedings) (Žuraulis, Levulytė 2014; Bureika *et al.* 2012; Kemzūraitė *et al.* 2011); six papers – in other international database publications (Žuraulis, Sokolovskij 2015; Žuraulis *et al.* 2014; Žuraulis *et al.* 2013; Žuraulis, Žukas 2012; Žuraulis 2012; Dūdėnaitė *et al.* 2014).

The results of the research described in the Thesis were presented at nine scientific conferences in Lithuania:

- at the Conferences of Young Scientists „*Science – the Future of Lithuania*“ held in the years 2012 – 2015 in Vilnius;
- at the International Conference „*Transbaltica 2015*“ in Vilnius;
- at the International Conferences „*Transport Means 2011, 2012, 2014*“ in Kaunas;
- at the International Conference „*Mobile Machines – 2012*“ in Kaunas.

The results of the research described in the thesis were presented at five scientific conferences and seminars abroad:

- Conference of Doctoral Students at Warsaw University of Technology Faculty of Automotive and Construction Machinery Engineering (Poland) on 15 September 2015;
- 12th International Forensic Symposium in Bratislava (Slovakia) on 17–20 February 2015;
- Conference at Warsaw University of Technology (Poland) Transport Institute on 25 November 2014;
- Seminar at Warsaw University of Technology, Institute of Vehicles on 23 January 2014;
- Seminar at Warsaw Automotive Industry and Motorization Institute (Poland) on 13 December 2013.

## The Structure of the Thesis

The thesis includes the introduction, four chapters and the general conclusions. In addition, six annexes are enclosed.

The thesis consists of 140 pages, except of those of the annexes; in the text, 95 numbered formulas, 58 figures and 19 tables are provided. In course of preparation of the thesis, 114 sources of the literature were used.

### 1. Analysis of a cornering vehicle on the dynamic parameters

It is considered in traffic event expert activities that if a continuous radius trajectory of vehicle movement is kept, the Coulomb friction force will be equal to the lateral force acting the vehicle (Brach 1997, Echaveguren *et al.* 2005). On the base of the above-mentioned and taking into account the superelevation angle  $\gamma$  of the road, the critical velocity of the moving vehicle will be expressed as follows:

$$v_{kr.} = \sqrt{\frac{Rg(\mu \pm \operatorname{tg} \gamma)}{1 - \mu \cdot \operatorname{tg} \gamma}}. \quad (\text{S.1.1})$$

The above-provided formula of the critical velocity shall be applicable upon the following conditions:

1. The radius of trajectory should be established according to the tiremarks.
2. The features of tiremarks should conform to a freely slipping vehicle.
3. The road should be even or its inclination should be taken into account in the calculations.
4. The friction coefficient of the road pavement should be established upon the condition of the vehicle slipping.

The accuracy of the results of the critical velocity calculation depends on the trajectory of the tiremarks and the coefficient of friction. The other important parameter, not used in the formula (S.1.1) directly, is the character of the longitudinal movement of the vehicle. The maximum inadequacies of the calculation results were found on the vehicle braking; they may be caused by low frequency of the trajectory radius measurements. The most accurate results were obtained for an accelerating vehicle: however, they are rarely required for establishing the critical velocity.

A cornering vehicle is also affected by an additional movement resistance. It depends on the driving velocity, the radius of the trajectory, the structure of the vehicle, the type of the tires and air pressure in them as well as the sideslip characteristics (Reif 2014). So, while analyzing the link between the vehicle trajectory and velocity, it should be taken into account that the radius – even if the driving conditions (such as the driver's actions, impermanent properties of the pavement, wind and so on) are neglected – is variable.

In the research carried out at Chalmers University of Technology in Sweden (2011) analyzed the driver's actions after a sudden knock against the vehicle. For modeling a loss of stability by a vehicle, a skidcar system ([www.skidcar.com/skidcar-system/](http://www.skidcar.com/skidcar-system/)) was used. A skidcar system mounted to a real vehicle enables experiencing a sudden knock while the driving velocity is safe. The supplemental equipment that predetermines about 25% increase of inertia causes changes of dynamic properties of the vehicle, so the said system is classified as a simulator. In addition, it is emphasized in the said research that using the said system requires high driving skills.

Dutch scientists studied the drivers' behavior changes in course of gaining the experience by use a driving simulator (2012). A simulator adjusted for different conditions of adhesion to the road surface considerably affected of choosing the driving velocity by the drivers in the real cornering manoeuvre.

The trajectory radius required for establishing the vehicle velocity is obtained from the tiremarks. German scientists (Seipel *et al.* 2013) are involved in research on formation of tiremarks and the dependence of their intensity on the dynamic parameters of the vehicle, the properties of the road surface and the tires as well as the opportunities of optical recognisability. While analyzing the values of adhesion properties of tires on old asphalt pavement, the primary assumption that tiremarks are formed only when the vehicle movement achieves the critical limit contact forces of the tires was rejected. The first marks were obtained at 0.5 value of the friction coefficient in the longitudinal and lateral direction. In course of the research, it was also confirmed that the most intensive wear of a tire



took place while moving on old asphalt pavement of uneven texture; however, a poor contrast of the tiremark predetermines a complicated identification of the trajectory.

For calculation of the velocity, the trajectory radius shall be found according to the tiremark trajectory chord ( $S_R$ ) and its middle cathetus ( $H_R$ ):

$$R = \frac{S_R^2 + 4H_R^2}{8H_R}. \quad (\text{S.1.2})$$

Upon striving to improve the measuring methods and to save time after a traffic accident, the tiremarks are fixed in photos and an analysis of the images is carried out later (Wang, Liu 2008). For reconstruction of the real distances from the fixed images, principles of photogrammetry are applied. The accuracy of the distances reconstructed by the method of photogrammetry depends on the number of the known points (Du *et al.* 2009). If 4 points are known, the distances are reconstructed with the accuracy of 6 to 9%. Errors also may be caused by the fixed relief of the surface and the quality of the image itself. For automated reconstruction of images and establishing the required distances from them, the computer program *PC-Rect* is used. This method of radius establishing also is not sufficiently convenient and accurate, because marking and measuring the specific points and fixing the images should be accomplished on the site of accident. The applied software provides no opportunity of uniting the images for examination of a longer trajectory fixed by individual detailed images.

## 2. Modeling and analysis of the dynamic parameters of a vehicle with a skidcar system

For an analysis of a cornering vehicle that is moving in slip mode, a skidcar system was used. A skidcar system (Fig. S.2.1) is equipment that is fixed to the vehicle and enables changing the properties of adhesion to the road surface by controlling the vertical forces that affect the wheels with hydraulic cylinders.



**Fig. S.2.1.** Vehicle skidcar system: 1 – general view, 2 – control panel in vehicle passenger compartment, 3 – hydraulic station in luggage compartment

The skidcar system may be also applied in vehicle stability tests, in modeling various movement modes, tire performance tests, active safety systems tests and psychophysiological tests of drivers; however, no detailed research works on the dynamic parameters of the system has not been carried out, so such a skidcar system has been developed and constructed at Vilnius Gediminas Technical University Department of Automobile Transport upon following the main principles of its operation and preserving its properties.

The formed model of a vehicle with 22 degrees of freedom (DOF) enables analyzing the movement of the vehicle dependently on the input parameters of the model, namely, the steering angle and the engine's tractive effort torque as well as the road parameters. Two first parameters serve as the driver's actions; for the road, a height of its roughness and the properties of adhesion to the surface were selected. The whole model of a vehicle consists of the following interlinked components: the vertical model, the wheel model, the tire model and the horizontal model (Fig. S.2.2).

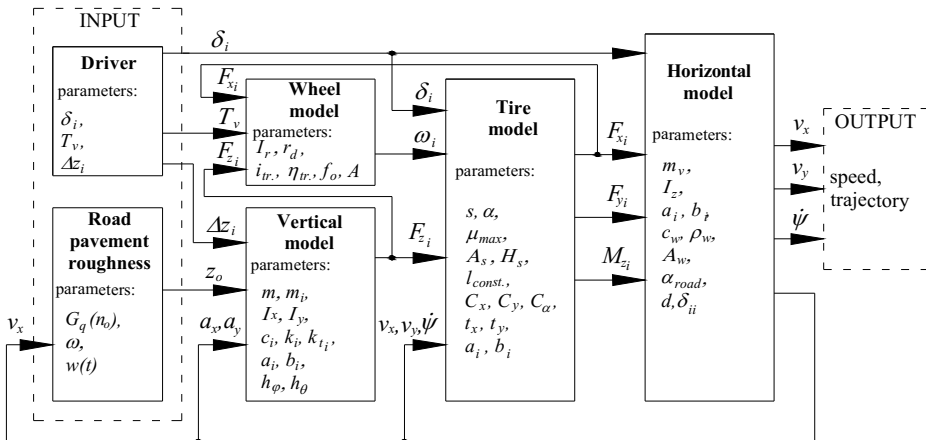


Fig. S.2.2. Links and the main parameters of model of a vehicle with skidcar system

The formed mathematical model distinguishes itself among other models of vehicles presented in sources of literature for its assessment of the dependences related to wheel movement and resistance forces, because 14 DOF typical for mathematical models of vehicles of such type are supplemented with additional 8 DOF.

The engine's tractive effort torque entered the model is recalculated for the driving wheels and the angular velocity found in the wheel model is used for calculation of the relative longitudinal slip in the tire model. The wheels steering angles are used for calculation of their sideslip angles in the tire model. In the vertical model, the normal forces of wheels are calculated on the base of the entered height of the road roughness for each road and the sprung mass oscillations that cause longitudinal and lateral accelerations. The obtained values of wheel slips and normal forces are used for generation of longitudinal and lateral friction forces and aligning torque in the tire model and the above-listed, upon taking into account the cornering angles of the steering wheels and the position of the vehicle,

are entered in the equations of longitudinal, lateral and cornering movement of the vehicle. The system operates when all variables of the whole model are united and the parameters required for establishing the vehicle movement velocity and trajectory are obtained in the model of horizontal forces.

In the calculations, the model of vertical forces is considered as system of dynamic vibrations (Fig. S.2.3). The system of coordinates fixed in the vehicle center of gravity conforms to the standard ISO 8855. The dynamic system's movement equations are written upon applying Lagrange's second-order equations.

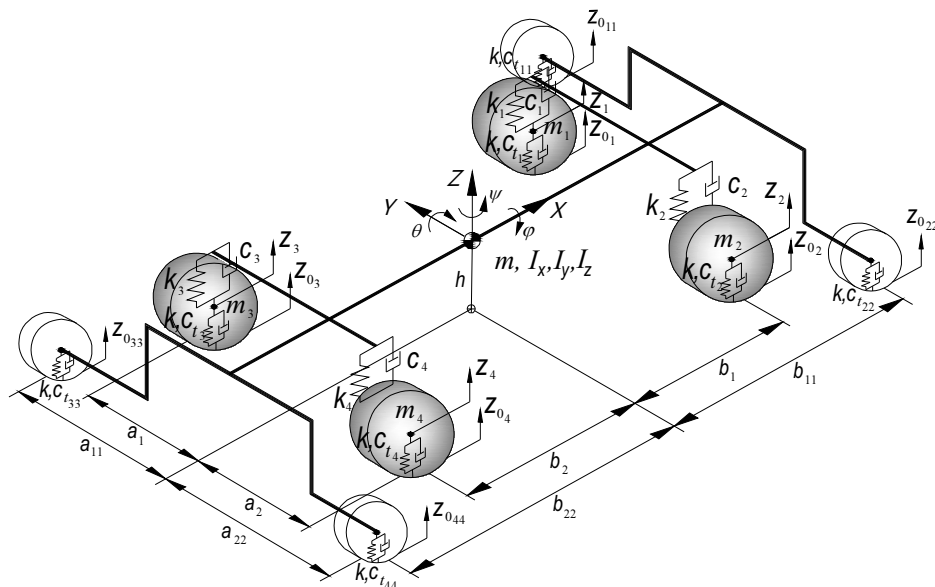


Fig. S.2.3. Scheme of vertical model of a vehicle with skidcar system

From the characteristic equation formed of expressions provided in the vertical model, the natural frequencies of the dynamic system are found. The formed amplitude-frequency responses confirm an increase of the natural frequencies of sprung mass and a decrease of the natural frequencies of unsprung mass. In them, if the skidcar system is used, the changes of vibration frequencies occur at 4 Hz and 7 Hz, instead of 1.5 Hz and 12 Hz that are typical for a car. In the characteristic for the case with the skidcar system, an obvious increase of sprung mass vibration amplitude is observed, because the wheels of the said system are fixed to the body through the frame, without a suspension. The unsprung mass vibration decreases at the natural frequency.

The formed mathematical model further will be applied for analyzing the relation between the vehicle velocity and its movement trajectory.

### 3. Experimental research on the trajectory of a cornering vehicle

The experimental research works were carried out in two phases. In the first phase, the aim of the research was an experimental comparison of the dynamic movement characteristics of a vehicle with a skidcar system and a vehicle without it. The research works were carried out upon observance of the provisions of standard ISO 4138.

In the second phase of the research, the vehicle cornering manoeuvre was accomplished. When the vehicle achieves the planned continuous velocity during the said manoeuvre, the steering wheels are steered with at least 3deg/s rate; in some cases, different steering angles are chosen.

During the experimental research, the equipment from *Corrsys-Datron* was used. It enabled measuring the vehicle velocity, accelerations, oscillation angles, changes of the wheel positions. A *GPS* sensor from *Race-Technology* was used for measuring the vehicle movement trajectory. *Wire potentiometer* sensor was used for measuring the stroke of the skidcar system hydraulic cylinder.

The obtained yaw rate around the vertical axis dependency on the lateral acceleration shows the yawing characteristic of a vehicle that steadily grows up to a certain limit, if the vehicle moves along a constant circle and its velocity is increased (Fig. S.3.1). Before the second growth of the curve, a local minimum that corresponds to the value of critical acceleration is fixed. For a vehicle without a skidcar system, the value of critical acceleration on dry asphalt pavement, wet asphalt pavement and on snowy road surface was found to be 7.74 m/s<sup>2</sup>, 6.21 m/s<sup>2</sup> and 2.59 m/s<sup>2</sup>, respectively; in course of consistent increasing the height of elevation, the critical acceleration varied from 6.32 m/s<sup>2</sup> to 3.75 m/s<sup>2</sup>.

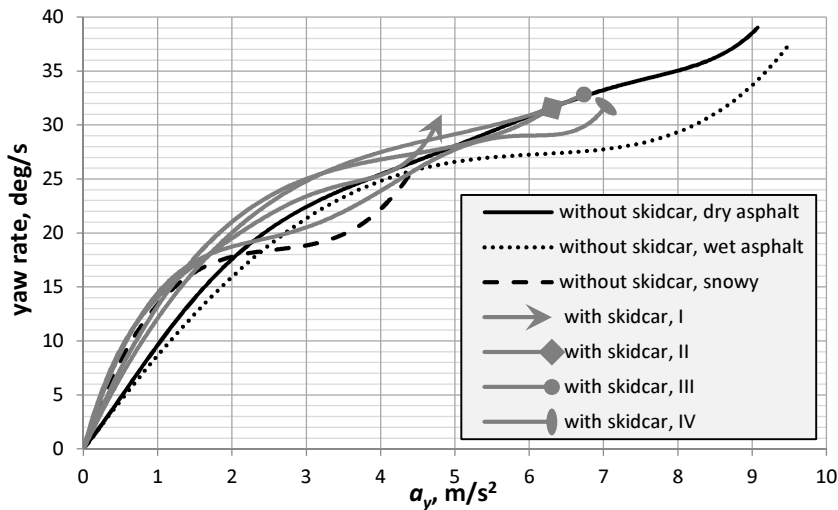


Fig. S.3.1. Yaw rate dependency on lateral acceleration

The middle part of the yaw rate dependence, when yawing becomes slower, shows vehicle understeering characteristics, because the vehicle is inclined to “straighten” the movement trajectory, i.e. the front axis is slipping. The increase of the vehicle yaw rate in the end of the experiment shows an appearance of over-steering when the vehicle has lost its stability already, i.e. slipping of the rear axis in the end of the experiment exceeds slipping of the front one.

Using the skidcar system does not cause directly a change of the friction coefficient, because the road surface and the tire remain the same, so if the normal load (the height of elevation) of the skidcar system is altered, a concept of “reduced friction” ( $\mu_{red}$ ) is introduced. According to the ratio between the horizontal and vertical forces, it was found (upon applying the method of blocked wheels) that the coefficient of reduced static friction, dependently on the skidcar system height, varies between 0.63 and 0.31.

On analysis of movement of a vehicle along curvilinear trajectories, it is important to assess the limit of dynamic stability with the maximum possible accuracy. For the said purpose, the critical velocity establishing algorithm where the values of the longitudinal velocity of the vehicle  $v_x$ , yaw rate  $\dot{\psi}$ , the steering angle  $\delta_v$ , the lateral acceleration  $a_y$  and the roll rate  $\varphi$  are used had been developed.

On comparison of the values of velocity obtained upon applying the formula (S.1.1) for critical velocity calculation with the values obtained by the developed critical velocity establishing algorithm and the applied statistical analysis, typical inadequacies were found: in cases controlled by experimental research, the results obtained by the algorithm were less by 9% on the average. So, critical velocity establishing algorithm shows the moment before loss of stability of the vehicle when the driver has still a possibility to avoid slipping and to return the vehicle to the desirable movement trajectory. In addition, the said moment conforms to the initial moment of formation of sideslip tiremarks that is important for establishing the critical velocity according to tiremarks variation characteristics.

Upon striving to avoid inaccuracies in establishing the tiremarks geometry, it is purposeful to fix the zone under analysis in photos. The proposed method based on principles of photogrammetry is convenient and simple enough for its application on the site of a traffic event; it provides an opportunity to analyze in details and to obtain the required parameters not upon the condition of the traffic accident because the data are transferred into the digital format.

Evaluation of vehicle slipping trajectory upon applying and analysis of images consists of three phases: an analysis of an individual image, image alignment and connection of the images, reconstruction of the trajectory. Tiremarks are fixed in separate 2–3 m wide image segments using special markers put on the road surface that are recognisable by the computerized image processing algorithm. After each sideslip test, up to 30 images of the yaw marks visible on the pavement were taken putting the two different markers proposed in this method. The automatic rectification and stitching accordingly our proposed algorithm was applied for each image set. The trajectory was estimated by applying the approximation of the control points.

The tiremarks slipping trajectory found by the method of photogrammetry shall be compared to the trajectory calculated on the measurement carried out by *GPS* sensor (Fig. S.3.2).

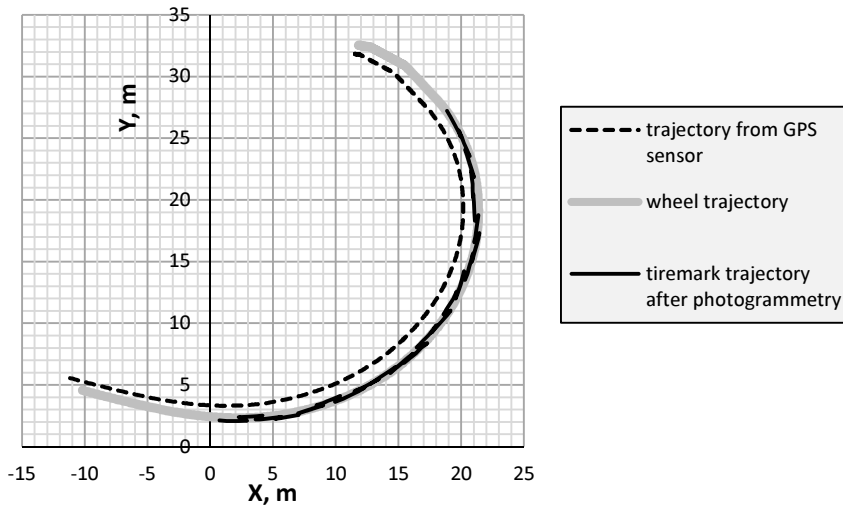


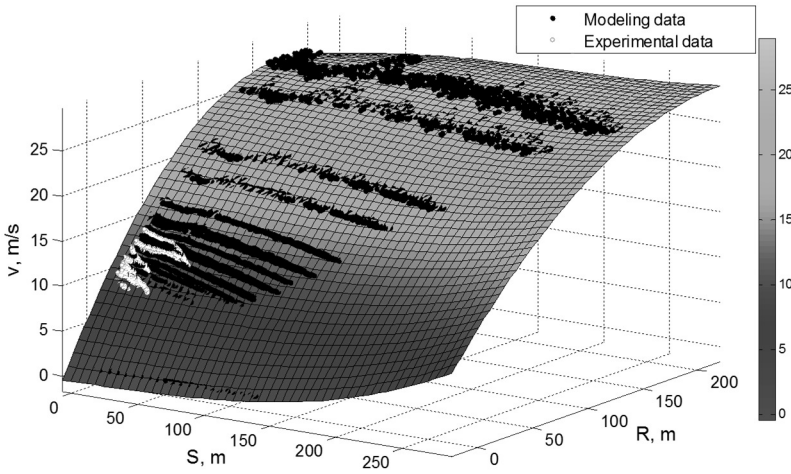
Fig. S.3.2. Comparison of trajectory evaluated by photogrammetry

The average of the trajectory estimation mean error was 0.086 m. It is only 0.18% in average comparing to the trajectory length of the sideslip. It is incomparable with usual uncertainties obtained from actual measurements on the accident site. Moreover, presented method enables to stitch separate images and operate with all yaw mark trajectory for further analysis what is not offered by software of traffic accident analysis.

#### 4. Analysis of the results of the experimental research and mathematical modeling

The experimental research on a cornering vehicle that moves in slip mode were carried out on dry asphalt pavement ( $\mu_x = 0.85$ ); in course of visual observance of the tiremarks, it was found that the tiremarks become discernible starting from the lateral acceleration of  $7 \text{ m/s}^2$ . This means that the tires achieve the peak of contact forces from the said limit, so particles of rubber separate on the road surface and remain slip marks on it. Separation of the particles is caused by the increased contact temperature (the said increase, in its turn, is caused by friction) and increased tangent tensions (this increase is caused by the vertical and lateral forces).

Taking into account the variations of tiremarks trajectory established in an experimental way, it was decided to link the values of radius  $R$  and velocity  $v$  with the tiremark length  $S$  in the further analysis. Thus, upon applying the developed 22 degrees of freedom mathematical model of a vehicle with a skidcar system and the data from the experimental research, the dependence  $S-R-v$  is formed (Fig. S.4.1).



**Fig. S.4.1.**  $S$ – $R$ – $v$  chart from modeling with skidcar system and experimental research

The trajectories established in course of photogrammetric analysis of tiremarks are approximated into a variable radius circle. The radius of the circle conforms to the radius of the trajectory under search. For establishing the radius, the total length of the tiremark is not analyzed, because the internal part of the trajectory radius was found to be more continuous considerably.

The analysis of the experimental and theoretical  $S$ – $R$ – $v$  characteristics confirmed the presumption that the trajectory radius continuously decreases in respect of the slipping distance. The character of radius variation in the internal part, of the tiremark is defined by two coefficients: the direction coefficient  $k_R$  and the curve height coefficient  $b_R$ . The found linear dependence is relatable to the specific value of initial velocity of the vehicle:

$$\begin{aligned} v(k_R, b_R) = & -0.00045b_R^2 - 0.2852k_Rb_R \\ & -0.1968k_R^2 + 0.209b_R + 12.8k_R + 10.25. \end{aligned} \quad (\text{S.4.1})$$

The found 1.94% relavie error and 0.395 average error between the real velocity of the vehicle in the beginning of formation of tiremarks and the velocity established on the base of trajectory radius variation coefficients attest a sufficient reliability of the method.

## General Conclusions

1. The developed skidcar system enables controlling the tire adhesion to the road surface and examining the dynamic parameters of the vehicle moving in slip mode without a special pavement or a large testing ground. In course of varying the elevation height of the system, the limits on the vehicle dynamic stability that conform to the range defined by the lateral acceleration  $3.75$ – $6.32 \text{ m/s}^2$  are achieved.

2. Movement of a vehicle with a skidcar system is described by 22 degrees of freedom integral mathematical model that consists of vertical model, wheel model, tire model and horizontal model. It was found that the values of natural frequencies of a skidcar system fixed to the body of a vehicle are in the range of 4–9.5 Hz; this attests poorer vehicle comfort conditions and non-adjusted stiffness and damping properties.
3. On comparison of the results of the experimental research on steady-state cornering manoeuvre according to the standard ISO 4138 by a vehicle with and without the skidcar system, it was found that the skidcar system provided no effect on the handling characteristics up to lateral acceleration of  $4 \text{ m/s}^2$ . The system, as a real simulator of a vehicle, is usable for improving the driving skills.
4. The developed vehicle critical velocity establishing algorithm enables fixing the moment when the velocity is 9% lower than the velocity limited by lateral adhesion of tires. Using the said critical velocity establishing algorithm (unlike the stability indicators) enables establishing the moment when the driver still is capable to control the vehicle only according to the input data on the vehicle velocity, acceleration, yaw and steering angles, so the algorithm may be used for improving active safety systems. In addition, the tests on dry asphalt pavement showed that the said critical velocity conforms to the beginning of tiremarks formation.
5. The developed photogrammetric method for tiremark trajectory reconstruction enables more convenient use of the trajectory parameters in the expert activities on the traffic site without detailed measurements with an error no more than 1.94%.
6. On the base of the results of the experimental research and modeling, upon applying the method of regression analysis, the dependences linking the tiremark length, the trajectory radius and the velocity were formed. For traffic expert activities, the method for establishing the initial slipping velocity of vehicle according to the linear variation of tiremark parameters obtained upon applying the developed complex photogrammetric method was offered.
7. The developed method for vehicle velocity establishing according to the linear variation of tiremark parameters was applied to the dynamic of a middle-class car on dry asphalt pavement. For applying the method for other driving conditions, the velocity expression should be updated according to a mathematical model applied and validated for the parameters of the specific vehicle and the specific road conditions.



---

## Priedai

**A priedas.** Automobilio su slydimo sistema vertikalųjų jėgų modelis

**B priedas.** Apibendrintojo automobilio su slydimo sistema matematinio modelio apibendrintųjų jėgų vektoriaus nariai

**C priedas.** Padangos pėdsako trajektorijos parametrų nustatymo programos tekstas

**D priedas.** Matematinio modeliavimo ir eksperimentinių tyrimų duomenys  $S-R-v$  priklausomybės sudarymui

**E priedas.** Bendraautorių sutikimai teikti publikacijų medžiagą disertacijoje

**F priedas.** Autoriaus mokslinių publikacijų disertacijos tema kopijos

Vidas ŽURAILIS

POSŪKIO TRAJEKTORIJA SLYDIMO REŽIMU  
JUDANČIO AUTOMOBILIO DINAMINIŲ  
PARAMETRŲ TYRIMAS

Daktaro disertacija

Technologijos mokslai,  
transporto inžinerija (03T)

RESEARCH OF THE DYNAMICAL PARAMETERS  
OF VEHICLE MOVING IN TURNING TRAJECTORY  
BY SLIP MODE

Doctoral Dissertation

Technological Sciences,  
Transport Engineering (03T)

2015 11 10. 13,5 sp. I. Tiražas 20 egz.  
Vilniaus Gedimino technikos universiteto  
leidykla „Technika“,  
Saulėtekio al. 11, 10223 Vilnius,  
<http://leidykla.vgtu.lt>  
Spausdino UAB „Ciklonas“  
J. Jasinskio g. 15, 01111 Vilnius